



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

Proyecto Fin de Carrera

**“Desarrollo de la aplicación de diseño de
engranajes DISENGRAIN”**



Tutor: Alejandro Quesada González

Autor: Román Cortiñas Marcó

Leganés, Octubre de 2010

Título: Desarrollo de la aplicación de diseño de engranajes DISENGRAIN

Autor: Román Cortiñas Marcó

Director: Alejandro Quesada González

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día __ de _____
de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de
Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Resumen

En este proyecto se presenta la aplicación informática DISENGRAIN destinada al diseño de engranajes en base a la norma ISO 6336.

Esta aplicación obtiene el coeficiente de seguridad de una transmisión formada por dos ruedas dentadas frente a los dos fallos más probables: fallo por picado superficial en el flanco del diente y fallo por flexión en la base del diente. El usuario debe introducir por teclado los parámetros de diseño que definen la transmisión y si éstos cumplen todos los requisitos necesarios que dicta la norma, tras rellenar una serie de formularios, la aplicación devuelve al usuario el valor de los coeficientes de seguridad.

Para el desarrollo de la aplicación se ha empleado la herramienta comercial de programación Visual Basic 6.0. Se trata de una herramienta de diseño de aplicaciones para Windows que emplea un lenguaje a medio camino entre estructurado y orientado a objetos [10] que ofrece una buena relación prestaciones-facilidad de manejo y que facilita futuras mejoras de la aplicación.

Palabras clave: engranaje, norma ISO 6336, Visual Basic 6.0, picado superficial, flexión en la base del diente, coeficiente de seguridad, DISENGRAIN.

Abstract

In this project a gear design application called DISENGRAIN is shown. This application develops ISO 6336 standard.

This application returns the safety coefficient against the two most common fails for a gear transmission compound by two gears: pitting and bending on the tooth root. The user introduces the basic data that define the gear transmission, and after some internal tests, the user fills some forms and the program returns the security coefficients.

In order to develop the application Visual Basic 6.0 programming language has been used. It is an event-driven programming language relatively easy to learn and use that make easier the future application improvements.

Keywords: gear, ISO 6336 standard, Visual basic 6.0, pitting, bending strength, safety coefficient, DISENGRAIN.

Contenido

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Fases del desarrollo.....	3
1.4 Estructura de la memoria	4
2 VISUAL BASIC 6.0	5
3 LA NORMA ISO 6336	8
3.1 Campo de aplicación de la norma	8
3.2 Procedimiento.....	9
3.3 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por contacto superficial en el flanco del diente.....	10
3.3.1 Cálculo de la tensión de contacto, σ_{Hi}	11
3.3.2 Cálculo de ε_α y ε_β	15
3.3.3 Cálculo de la tensión admisible de contacto, σ_{HGi}	35
3.4 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por flexión en la base del diente.....	47
3.4.1 Cálculo de la tensión en la base del diente, σ_{Fi}	48
3.4.2 Parámetros de las ruedas virtuales	53
3.4.3 Cálculo de la tensión admisible de flexión, σ_{FGi}	70
4 DISENGRAIN	79
4.1 Introducción.....	79
4.2 ¿Qué es Disengrain?	79
4.3 Proceso de diseño	80
4.4 Verificación de resultados	82
4.5 Manual de usuario.....	84
5 CONCLUSIONES	99
6 LÍNEAS DE TRABAJO	100
BIBLIOGRAFÍA	102

Índice de figuras

Figura 3.1	Factor de contacto único.....	16
Figura 3.2	Selección del factor de aplicación.....	19
Figura 3.3	Clasificación del órgano conductor.....	19
Figura 3.4	Clasificación del órgano conducido.....	19
Figura 3.5	Selección de los factores K_1 y K_2	21
Figura 3.6	Factor de corrección de carga para engranajes rectos.....	22
Figura 3.7	Selección de $K_{350}N$ para engranajes rectos	23
Figura 3.8	Factor de corrección de carga para engranajes helicoidales	24
Figura 3.9	Selección de $K_{350}N$ para engranajes helicoidales	25
Figura 3.10	Selección de los coeficientes B_1 y B_2	28
Figura 3.11	Valor de los coeficientes $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8$ y C_9	34
Figura 3.12	Obtención del factor σ_{Hlim}	37
Figura 3.13	Obtención del factor σ_{Hlim} (continuación).....	38
Figura 3.14	Obtención del factor Z_{NT}	40
Figura 3.15	Parámetros de viscosidad.....	41
Figura 3.16	Factor Z_W ; caso 1.....	44
Figura 3.17	Factor Z_W ; caso 2.....	45
Figura 3.18	Definición de s_R y h_t para engranajes exteriores	47
Figura 3.19	Definición de s_R para engranajes interiores	47
Figura 3.20	Factor Y_F para engranajes exteriores	50
Figura 3.21	Factor Y_F para engranajes interiores	51
Figura 3.22	Selección del factor de aplicación.....	57
Figura 3.23	Clasificación del órgano conductor.....	58
Figura 3.24	Clasificación del órgano conducido	58
Figura 3.25	Selección de los factores K_1 y K_2	60
Figura 3.26	Factor de corrección de carga para engranajes rectos.....	61
Figura 3.27	Selección de $K_{350}N$ para engranajes rectos	62
Figura 3.28	Factor de corrección de carga para engranajes helicoidales	63
Figura 3.29	Selección de $K_{350}N$ para engranajes helicoidales	64

Figura 3.30 Valor de los coeficientes C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , C_5 , C_6 , C_7 , C_8 y C_9	67
Figura 3.31 Obtención del factor σ_{Flim}	72
Figura 3.32 Obtención del factor σ_{Flim} (continuación).....	73
Figura 3.33 Factor Y_{NT}	75
Figura 3.34 Espesor de la capa de deslizamiento	76
Figura 3.35 Factor Y_{RelT}	77
Figura 3.36 Factor de tamaño Y_X	78
Figura 4.1 Acceso directo a DISENGRAIN.....	84
Figura 4.2 Formulario de carga de la aplicación (splash screen).....	85
Figura 4.3 Selección de Proyecto	85
Figura 4.4 Abrir un Proyecto Antiguo	86
Figura 4.5 Parámetros de Diseño	87
Figura 4.6 Selección del Módulo Normal.....	87
Figura 4.7 Formulario “Parámetros de Diseño” completado correctamente.....	88
Figura 4.8 Menú Principal.....	89
Figura 4.9 Guardar Archivo	89
Figura 4.10 Menú de Picado Superficial	90
Figura 4.11 Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto	91
Figura 4.12 Cálculo de la Tensión de Referencia σ_{Hlim} para picado Superficial.....	92
Figura 4.13 Cálculo del valor de la Tensión de Referencia σ_{Hlim}	93
Figura 4.14 Cálculo del factor de duración.....	93
Figura 4.15 Valor calculado del factor de duración	94
Figura 4.16 Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto completado	94
Figura 4.17 Valor de la Tensión Admisible de Contacto mostrado en el Menú de Picado Superficial	95
Figura 4.18 Obtención del coeficiente de seguridad del Piñón frente a Picado Superficial.....	95
Figura 4.19 Obtención del coeficiente de seguridad de la Rueda frente a Picado Superficial.	96
Figura 4.20 Obtención de los coeficientes de seguridad de Rueda y Piñón frente a fallo por Flexión en la Base	96
Figura 4.21 Formulario de Selección de Informe	97
Figura 4.22 Informe “Especificaciones Técnicas”	97

Índice de tablas

Tabla 4.1 Valor de los factores empleando para su obtención software comercial o

DISENGRAIN.....83

Tabla 4.2 Valor del coeficiente de seguridad obtenido por las dos aplicaciones.....84

1 Introducción y objetivos

1.1 Introducción

Se puede definir el aprendizaje como un proceso de cambio relativamente permanente en el comportamiento de una persona generado por la experiencia [1]. Es necesaria la adquisición de conocimientos de carácter teórico, pero si no existe una consolidación de esos conocimientos por medio de la experiencia, el proceso de aprendizaje es incompleto.

En las asignaturas impartidas por el Departamento de Ingeniería Mecánica de esta Universidad, a la hora de abordar el diseño de engranajes en base a resistencia, se analizan de modo teórico las dos normas más extendidas en este campo: la norma AGMA y la norma ISO. Ambas normas son muy extensas y rigurosas y por lo tanto muy costosas en términos de tiempo a la hora de pasar a la fase de consolidación de conocimientos teóricos por medio de la experiencia, es decir, el proceso de aplicación de cualquiera de las dos normas a un caso práctico concreto resulta muy extenso en el tiempo. Por este motivo, para su aplicación a un caso práctico, resulta indispensable disponer de alguna herramienta que reduzca el tiempo de cálculo. En la actualidad, en esta Universidad, tan sólo se dispone de una herramienta informática que aplica la norma AGMA. Como consecuencia, en el temario de las asignaturas resulta inevitable profundizar más en el conocimiento teórico de dicha norma. Para evitar ese inconveniente surge este proyecto.

En este proyecto se muestra el desarrollo de la aplicación informática DISENGRAIN destinada a facilitar, acortar y automatizar el proceso de aplicación a un caso práctico de la norma ISO 6336 de diseño de engranajes titulada “*Cálculo de la capacidad de carga de engranajes rectos y helicoidales*”.

1.2 Objetivos

Este proyecto persigue los siguientes objetivos:

- Desarrollar una aplicación informática que permita aplicar la norma ISO 6336 de diseño de engranajes a un caso práctico en un tiempo inferior al necesario en caso de aplicación manual de la misma.
- Facilitar a los alumnos de las asignaturas del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid el aprendizaje de la norma ISO 6336 por medio de la aplicación a un caso práctico. Por este motivo, en el desarrollo de la aplicación se reforzará el carácter didáctico de la misma.
- Ofrecer a los usuarios interesados en este campo, una herramienta rigurosa, cómoda y rápida apta para el pre-diseño de una transmisión por medio de ruedas dentadas.

1.3 Fases del desarrollo

Para la consecución de los objetivos marcados en este proyecto ha sido necesario superar seis etapas fundamentales que a continuación se detallan:

- Por obvio que pueda resultar, el primer paso que hubo que dar para iniciar este proyecto fue el de hacerse con la norma ISO 6336, el núcleo de este trabajo. Esta norma no se encontraba disponible en la Biblioteca de la Universidad. En un plazo aproximado de unas dos semanas el Servicio de Adquisiciones de la Biblioteca de la Universidad obtuvo la norma ISO 6336.
- Cuando ya se disponía de la norma, la siguiente fase era estudiar la norma y sus procedimientos hasta llegar a ser capaces de aplicar a un caso práctico la norma de forma manual. Claramente, esta etapa es la más importante y la que más se ha prolongado en el tiempo.
- Cuando el conocimiento de la norma era tal que, de forma manual, se pudiese aplicar a cualquier caso práctico, el siguiente paso que se debía dar era conocer el entorno y el lenguaje de programación de Visual Basic 6.0 pues es la plataforma de la que más adelante se haría uso para desarrollar nuestra aplicación.
- En el momento en el que ya se dominaba el entorno y el lenguaje de programación de Visual Basic 6.0 se debía decidir la estructura de la aplicación, el modo de funcionamiento, de qué modo el usuario trabajaría con la aplicación... Esta etapa resultaba clave puesto que de no quedar bien definida, cuando la aplicación se encontrase en pleno desarrollo resultaría mucho más laborioso de modificar.
- La siguiente fase se dedica a codificar todas las decisiones que se tomaron en la fase precedente.
- En último lugar, pero no por ello menos importante, quedaba la etapa de verificación de los resultados obtenidos con la ayuda de la aplicación. Para ello, se compararon los resultados obtenidos con la ayuda de DISENGRAIN con los obtenidos por medio de un software comercial ofrecido por una empresa de reconocido prestigio.

1.4 Estructura de la memoria

El contenido de esta memoria se divide en cinco capítulos. En el primero de ellos se introduce el lenguaje de programación empleado para el desarrollo de la aplicación y se justifica su elección en relación a las necesidades técnicas que plantea este proyecto.

En el siguiente capítulo se presenta la norma ISO 6336. Para ello se emplea una guía práctica de aplicación de dicha norma, es decir, una guía en la que se muestra el modo en que se aplicaría esta norma ISO 6336 de forma manual a un caso práctico concreto.

El siguiente bloque está dedicado a mostrar la aplicación DISENGRAIN. En él se describe el funcionamiento del programa, las limitaciones de cálculo y se verifican los resultados obtenidos por medio de la aplicación comparándolos con los obtenidos por medio de un software comercial.

La siguiente sección presenta las conclusiones que se han extraído tras la realización de este proyecto.

Por último se discuten posibles líneas de trabajo que quedan abiertas para la mejora de la aplicación.

2 Visual Basic 6.0

Para el desarrollo de la aplicación DISENGRAIN se ha empleado el lenguaje de programación Visual Basic 6.0. Se trata de un lenguaje de programación visual o también denominado de cuarta generación [13]. El propósito de este capítulo no es presentar un manual de programación de Visual Basic 6.0, la intención es justificar la elección de este lenguaje para el desarrollo de la aplicación y recopilar y exponer las técnicas y herramientas que se han empleado.

Visual Basic 6.0 es una herramienta de diseño de aplicaciones para entorno Windows [13] muy extendida debido en gran medida al buen compromiso que ofrece entre relativa sencillez de aprendizaje y prestaciones.

Un gran número de tareas se realizan sin escribir código, simplemente con operaciones gráficas realizadas con el ratón sobre la pantalla [13]. Emplea un tipo de programación conocida como programación orientada a eventos en la que el programador codifica lo que ocurre cuando el usuario efectúa determinada acción. Al tratarse de un lenguaje orientado a la realización de programas para Windows, puede incorporar en los programas todos los elementos de este entorno informático: botones, ventanas, botones de opciones, barras de desplazamiento... Prácticamente todos los elementos de interacción con el usuario de los que dispone Windows95/98/NT/XP pueden ser programados en Visual Basic 6.0 de un modo muy sencillo [13]. En ocasiones bastan unas pocas operaciones con el ratón y la introducción a través del teclado de algunas sentencias para disponer de aplicaciones con todas las características de Windows 95/98/NT/XP.

La creación de un programa bajo Visual Basic conlleva seguir los siguientes pasos [11]:

- Creación de una interfaz de usuario. Esta interfaz será la principal vía de comunicación hombre máquina, tanto para salida de datos como para entrada. Será necesario partir de una ventana - Formulario - a la que se le irán añadiendo los controles necesarios.
- Definición de las propiedades de los controles - Objetos – que se hayan colocado

en ese formulario. Estas propiedades determinarán la forma estática de los controles, es decir, como son los controles y para qué sirven.

- Generación del código asociado a los eventos que ocurran a estos objetos. A la respuesta a estos eventos (click, doble click, una tecla pulsada, etc.) se le llama Procedimiento, y deberá generarse de acuerdo a las necesidades del programa.
- Generación del código del programa. Un programa puede hacerse solamente con la programación de los distintos procedimientos que acompañan a cada objeto. Sin embargo, VB ofrece la posibilidad de establecer un código de programa separado de estos eventos. Este código puede introducirse en unos bloques llamados Módulos, en otros bloques llamados Funciones, y otros llamados Procedimientos. Estos Procedimientos no responden a un evento acaecido a un objeto, sino que responden a un evento producido durante la ejecución del programa.

Una de las grandes ventajas que presenta este entorno de programación es la posibilidad de crear lo que denomina como clases. No se trata de un lenguaje orientado a objetos pues carece de los mecanismos de herencia y polimorfismo propios de los verdaderos lenguajes orientados a objetos como Java y C++ [13] pero permite la creación de módulos de clase. Una clase es, en cierta forma, como una plantilla del objeto que se desea crear [10]. En realidad al definir la clase no se está creando el objeto, pero se están poniendo las bases para ello. Cuando en cierta aplicación se necesite un objeto de esta clase se creará y en ese momento se tomará la definición efectuada previamente para establecer las propiedades y métodos del nuevo objeto, a los que se podrá acceder como si se tratase de cualquier otro control Visual Basic [10].

La posibilidad de crear módulos de clase resultó muy útil al diseñar el proceso de guardar y abrir archivos generados con la aplicación DISENGRAIN. Permitted almacenar todas las variables de interés en un objeto perteneciente a un tipo definido en un módulo de clase, de modo que, para abrir o guardar archivos se deben leer o escribir en el objeto creado todas las variables de interés. Para más información acerca del proceso de guardado y apertura de archivos se recomienda acudir a [10].

La elección del lenguaje Visual Basic 6.0 supuso aprender a programar en un lenguaje que responde a una filosofía de programación distinta a lo aprendido durante la carrera pero se hizo por dos motivos fundamentales:

- Al tratarse de una herramienta de diseño de aplicaciones orientada a Windows, la aplicación resultante presenta un aspecto mucho más agradable y cómodo para el usuario que el aspecto que adquiere una aplicación diseñada en un lenguaje estructurado que se ha estudiado durante la carrera como puede ser FORTRAN.
- El buen compromiso que ofrece entre prestaciones y relativa sencillez de aprendizaje facilita la introducción en la aplicación de futuras mejoras por parte de compañeros que deban aprender un nuevo lenguaje de programación.

3 La norma ISO 6336

La norma ISO 6336 [2] es el corazón del proyecto. Para poder desarrollar una aplicación que trabajase de acuerdo a esta norma resultaba fundamental estudiar cuidadosamente el contenido hasta llegar a tener la capacidad de aplicar de forma manual la norma a un caso práctico concreto. Por ese motivo, esta etapa fue la más extensa en el tiempo y a la que más esfuerzo hubo que dedicar.

En este capítulo se presenta una guía de aplicación de la norma ISO 6336 [2] titulada “*Cálculo de la capacidad de carga de engranajes rectos y helicoidales*” empleada para el diseño de engranajes en base a resistencia.

En esta guía no se encuentran recogidos todos y cada uno de los detalles que refleja la norma ISO 6336 [2] en su versión original, es decir, el propósito no es llevar a cabo una traducción de la norma ISO 6336 [2] sino servir de “*Guía rápida*” de aplicación de la norma sin implicar ello pérdida alguna de rigurosidad.

En cada etapa del procedimiento de aplicación de la norma se detallarán las limitaciones y condiciones de aplicación así como las precauciones que se hayan de tomar. De todos modos, ante cualquier duda en lo que a condiciones de aplicación, explicación detallada de la formulación empleada o nomenclatura se refiere, se ruega encarecidamente acudir a la versión íntegra de la norma.

3.1 Campo de aplicación de la norma

La norma ISO 6336 [2] provee un método de diseño de engranajes cilíndricos con perfil de evolvente y dentado tanto externo como interno en base a resistencia frente a los dos modos de fallo más probables: fallo por flexión en la base del diente y fallo por contacto superficial en el flanco del diente.

A la hora de diseñar una transmisión por engranajes en base a resistencia se tienen tres tipos de parámetros de diseño: parámetros relacionados con la geometría de la transmisión, cargas a que está sometida la transmisión y coeficientes de seguridad mínimos frente a cada posible fallo. Se deben fijar dos de las tres familias de parámetros y a partir de ahí se estará en disposición de obtener la tercera familia de parámetros.

Al describir cuál es el procedimiento a seguir para aplicar la norma ISO 6336 [2] se explicará el modo de obtener los coeficientes de seguridad con que trabaja una transmisión frente a los dos modos de fallo que se analizan en la norma habiendo fijado las condiciones de carga y la geometría de la transmisión. Si en lugar de buscar los coeficientes de seguridad se estuviese interesado en obtener otra de las familias de parámetros de diseño no habría más que aplicar la norma tal y como se describirá y a continuación despejar la/s incógnita/s.

3.2 Procedimiento

En esta sección se detalla cómo calcular los coeficientes de seguridad con que trabaja una pareja de ruedas dentadas frente a fallo por flexión en la base del diente y frente a fallo por contacto superficial en el flanco del diente.

De modo general, existen una serie de advertencias, limitaciones y recomendaciones que han de tenerse en cuenta en la aplicación de la norma ISO 6336 [2]:

- * *Para ángulos de presión y de hélice mayor de 25° los resultados obtenidos se deben validar mediante experimentación.*
- * *La norma ISO 6336 no es aplicable a:*
 - *Engranajes con un grado de recubrimiento ε_α menor que 1.*
 - *Engranajes con un grado de recubrimiento ε_α mayor que 2,5.*
 - *Casos en los que existan problemas de interferencia entre la cabeza del diente y la base del diente con que engrana.*

Ahora se procede a describir el proceso de cálculo que se ha de seguir para calcular cada uno de los dos coeficientes de seguridad.

3.3 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por contacto superficial en el flanco del diente

El desarrollo que a continuación se aplicará es sólo válido para engranajes cilíndricos con perfiles de diente de acuerdo con la gama estandarizada recogida en la norma ISO 53.

Se debe calcular el coeficiente de seguridad frente al fallo por contacto superficial en el flanco del diente tanto para la rueda como para el piñón de la pareja de engranajes y el coeficiente de seguridad para el sistema formado por las dos ruedas dentadas será el mínimo de ambos.

De aquí en adelante, el subíndice “1” denota piñón y el subíndice “2” denota rueda. De este modo, los coeficientes de seguridad frente al fallo por contacto superficial en el flanco del diente para piñón y rueda respectivamente se calculan de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$S_{H_1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H_1}} > S_{Hmín}$$

$$S_{H_2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H_2}} > S_{Hmín}$$

Donde:

- S_{H_i} es el valor calculado del coeficiente de seguridad de piñón y rueda.
- σ_{HG_i} es el valor de la tensión de contacto admisible en el diente.

- σ_{H_i} es el valor de la tensión de contacto a la que está sometida el diente.
- S_{Hmin} es el valor mínimo del coeficiente de seguridad que se impone para dar como válido el diseño.

A continuación se pasa a mostrar el proceso de cálculo que se debe seguir para calcular la tensión de contacto admisible en el diente y la tensión de contacto a que está sometido el diente.

3.3.1 Cálculo de la tensión de contacto, σ_{H_i}

El cálculo de la tensión de contacto a que está sometido el diente se lleva a cabo de acuerdo a dos fórmulas ligeramente diferentes según se refiera a piñón o a rueda.

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{Ho} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{Ho} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

Donde:

- Z_B es el factor de contacto único del piñón
- σ_{Ho} es la tensión nominal en el punto de contacto sobre la circunferencia primitiva (punto de intersección de la línea de acción y la línea que une los centros de los engranajes), que corresponde con la tensión inducida en una rueda libre de defectos cuando se le aplica el par nominal.
- K_A es el factor de aplicación y tiene en cuenta los incrementos de carga debidos a influencias externas sobre el par de entrada o de salida.
- K_V es el factor dinámico que tiene en cuenta incrementos de carga debidos a efectos internos dinámicos.
- $K_{H\beta}$ es el factor de carga de flanco para tensión de contacto y tiene en cuenta distribuciones desiguales de la carga a lo largo del ancho del

diente debido a desalineamientos producidos por imprecisiones en la fabricación, en el montaje, deformaciones elásticas y defectos en los apoyos defectos en los apoyos.

- $K_{H\alpha}$ es el factor de carga transversal para contacto superficial y tiene en cuenta desiguales distribuciones de la carga en la dirección transversal.
- Z_D es el factor de contacto único en la rueda.

A continuación, se procede a calcular cada uno de los factores:

Cálculo de σ_{H0}

El cálculo de σ_{H0} se lleva a cabo de acuerdo a la expresión que se muestra a continuación:

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{(u + 1)}{u}}$$

Donde a su vez:

- Z_H es el factor de zona y tiene en cuenta las curvaturas del flanco en el punto de contacto sobre la circunferencia primitiva y transforma una carga tangencial en el círculo de referencia en una carga tangencial en el círculo primitivo.
- Z_E es el factor de elasticidad y tiene en cuenta propiedades específicas del material tales como módulo elástico, coeficiente de Poisson...
- Z_ε es el factor del grado de recubrimiento y tiene en cuenta la influencia de la distancia efectiva de la línea de contacto.
- Z_β es el factor del ángulo de hélice y tiene en cuenta la influencia del ángulo de hélice.
- F_t es la componente tangencial de la fuerza aplicada sobre el diente.
- d_1 es el diámetro primitivo del piñón.
- b es el ancho de cara (en el caso de doble hélice $b = 2b_B$).

- u la relación de transmisión Z_2/Z_1 . Para engranajes externos “ u ” es positivo y para engranajes internos “ u ” es negativo.

Cálculo de F_t

Para calcular F_t se emplea la siguiente expresión:

$$F_t = \frac{19098 \cdot 1000 \cdot P}{d_i n_i}$$

Donde:

- P es la potencia que transmite la pareja de ruedas dentadas expresada en kW .
- d es el diámetro de referencia de piñón o rueda expresado en mm .
- n es la velocidad de giro de rueda o de piñón expresada en rpm .

Cálculo de Z_H

Para calcularlo se debe emplear la siguiente expresión:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos(\beta_b) \cos(\alpha_t)}{\cos^2(\alpha_t) \sin(\alpha_t)}}$$

Donde:

- β_b es el ángulo de hélice base cuya expresión es: $\beta_b = \arcsin(\sin(\beta) \cos(\alpha_n))$
- α_t es el ángulo de presión transversal.

Cálculo de Z_E

La expresión general para el cálculo de Z_E es:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2} \right)}}$$

Donde: E_1, E_2, ν_1, ν_2 son los módulos de Young expresados en N/mm^2 y los coeficientes de Poisson de rueda y de Piñón. Si se cumple que $E_1 = E_2 = E$ y que $\nu_1 = \nu_2 = \nu$, es decir, que tanto rueda como piñón están fabricadas en el mismo material:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}}$$

Cálculo de Z_ε

Para el cálculo de Z_ε se debe distinguir si el engranaje es recto o helicoidal.

- En el caso de engranajes rectos:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$$

Donde ε_α es el grado de recubrimiento de la pareja de ruedas dentadas y que a continuación se explica cómo calcular.

En el caso de engranajes rectos con un grado de recubrimiento ε_α menor que 2,0 se debe elegir un valor de $Z_\varepsilon = 1,0$.

- En el caso de engranajes helicoidales:

$$\circ \text{ Si } \varepsilon_\beta < 1 \Rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3} \cdot (1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$\circ \text{ Si } \varepsilon_\beta \geq 1 \Rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Donde ε_β el grado de solapamiento de la pareja de ruedas dentadas y que a continuación se explica cómo calcular.

A continuación se explica cómo calcular el valor del grado de recubrimiento ε_α y el grado de solapamiento ε_β . Puesto que son dos coeficientes que se emplean en muchas ocasiones para el cálculo de otros factores se dedica una sección específica para detallar el proceso de cálculo que hay que seguir para obtenerlos.

3.3.2 Cálculo de ε_α y ε_β

Cálculo de ε_α

Para calcular el grado de recubrimiento se debe emplear la siguiente expresión:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - (r_{p1} + r_{p2}) \cdot \sin(\alpha)}{m\pi \cos(\alpha)}$$

Donde:

- r_a es el radio de la circunferencia de cabeza expresado en *mm*.
- r_b es el radio de la circunferencia de base expresado en *mm*.
- r_p es el radio de la circunferencia de pie expresado en *mm*.
- m es el módulo del engranaje expresado en *mm*.
- α es el ángulo de presión.

Cálculo de ε_β

Para calcular el grado de solapamiento se debe emplear la siguiente expresión:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin(\beta)}{\pi m_n}$$

Donde:

- b es el ancho de cara del diente expresado en *mm*.
- β es el ángulo de hélice.
- m_n es el módulo normal del engranaje expresado en *mm*.

Cálculo de Z_β

Para el cálculo de Z_β se debe emplear la siguiente expresión:

$$Z_{\beta} = \frac{1}{\sqrt{\cos(\beta)}}$$

Después de haber obtenido todos los coeficientes que intervienen en el cálculo de σ_{H0} se continua con el cálculo del resto de parámetros implicados en el cálculo de la tensión de contacto σ_{Hi} .

Cálculo de Z_B y Z_D

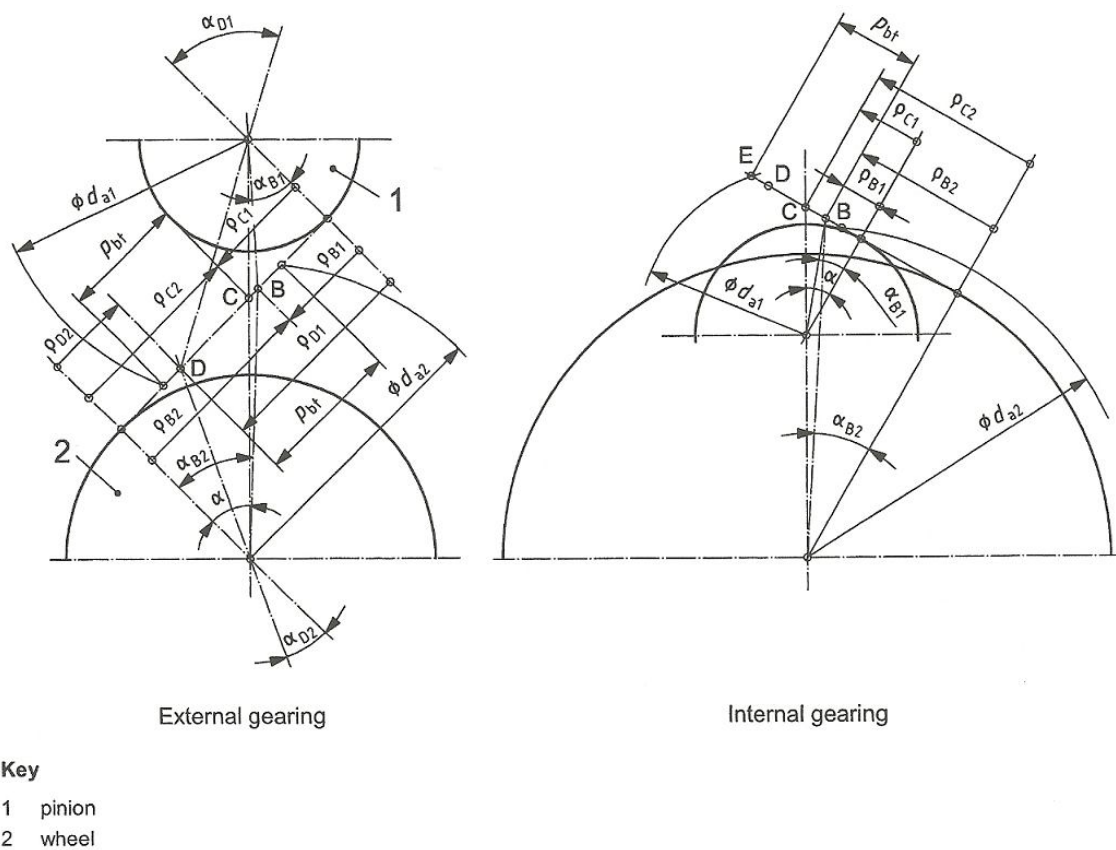


Figura 3.1 Factor de contacto único

El valor de los factores Z_B y Z_D depende del valor de los parámetros M_1 y M_2 que más adelante se detallará cómo calcular.

En general, Z_D sólo hay que calcularlo cuando la relación de transmisión u es menor que 1,5. Cuando u es mayor que 1,5, M_2 es normalmente menor que 1 y en ese caso, Z_D es igual a 1.

Para engranajes internos, Z_D debe valer 1.

Tras estas aclaraciones se pasa a calcular el valor de los parámetros M_1 y M_2 y así se obtiene el valor de los factores Z_B y Z_D .

$$M_1 = \frac{\sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{C2}}{\rho_{B1}\rho_{B2}}}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right)\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1)\frac{2\pi}{z_2}\right)}} \tan(\alpha_t)$$

$$M_2 = \frac{\sqrt{\frac{\rho_{C1}\rho_{C2}}{\rho_{D1}\rho_{D2}}}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right)\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1)\frac{2\pi}{z_1}\right)}} \tan(\alpha_t)$$

Donde:

- d_{ai} es el diámetro de cabeza expresado en mm .
- d_{bi} es el diámetro de base expresado en mm .
- ε_α es el grado de recubrimiento de la pareja de ruedas dentadas.
- z_i es el número de dientes de la rueda dentada.

Después de haber calculado el valor de M_1 y M_2 ya se puede calcular el valor de los factores Z_B y Z_D . De este modo:

- Para engranajes rectos con $\varepsilon_\alpha > 1$:
 - Si $M_1 \leq 1 \Rightarrow Z_B = 1$
 - Si $M_1 > 1 \Rightarrow Z_B = M_1$
 - Si $M_2 \leq 1 \Rightarrow Z_D = 1$
 - Si $M_2 > 1 \Rightarrow Z_D = M_2$
- Para engranajes helicoidales con $\varepsilon_\alpha > 1$ y $\varepsilon_\beta \geq 1$:
 - $Z_B = Z_D = 1$
- Para engranajes helicoidales con $\varepsilon_\alpha > 1$ y $\varepsilon_\beta < 1$:

Z_B y Z_D se determinan por interpolación lineal entre los valores para engranajes rectos y los valores para engranajes helicoidales con $\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta (M_1 - 1) \text{ y } Z_B \geq 1$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta (M_2 - 1) \text{ y } Z_D \geq 1$$

- Los engranajes helicoidales con $\varepsilon_\alpha \leq 1$ y $\varepsilon_\gamma > 1$ no los cubre esta norma ISO 6336.

Cálculo de K_A

A la hora de calcular el valor del factor K_A hay dos posibles situaciones:

- En primer lugar, se puede conocer el historial de carga al que es sometida la transmisión que se está diseñando o verificando. En ese caso, la norma ISO 6336 en su parte 6 proporciona una metodología para su cálculo.
- La otra situación de cálculo es desconocer el historial de cargas o suponer que este es constante.

En esta guía de aplicación se describirá el modo de actuación cuando se asume que el historial de cargas es constante puesto que aunque es una situación que en el mundo práctico nunca tiene lugar, se ha decidido que puede resultar más útil desde un punto de vista didáctico ya que el escenario primero no supone más que un tedioso desarrollo que no aporta utilidad a la hora de entender cómo aplicar esta norma ISO.

Se debe seleccionar el valor de nuestro factor en la tabla que a continuación se muestra:

Table B.1 — Application factor, K_A

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1,00	1,25	1,50	1,75
Light shocks	1,10	1,35	1,60	1,85
Moderate shocks	1,25	1,50	1,75	2,00
Heavy shocks	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

Figura 3.2 Selección del factor de aplicación

Para determinar la clasificación del órgano conductor y del órgano conducido se aportan en la norma dos tablas de ayuda:

Table B.2 — Examples for driving machines with various working characteristics

Working characteristic	Driving machine
Uniform	Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation ^a and small rarely occurring starting torques ^b .
Light shocks	Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques ^b).
Moderate shocks	Multiple cylinder internal combustion engines.
Heavy shocks	Single cylinder internal combustion engines.

^a Based on vibration tests or on experience gained from similar installations.
^b See service life graphs, Z_{NT} , Y_{NT} , for the material in ISO 6336-2 and ISO 6336-3. Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.

Figura 3.3 Clasificación del órgano conductor

Table B.3 — Industrial gears — Examples of working characteristics of driven machine

Working characteristic	Driven machines
Uniform	Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines ^a ; vertical gear, running gear ^b .
Light shocks	Non-uniformly (i.e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands ^c , (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).
Moderate shocks	Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills ^{c, d} ; lifting gear; single cylinder piston pumps.
Heavy shocks	Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip ^{c, e} ; briquette presses; breaker mills.

^a Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque.
^b Nominal torque = maximum starting torque.
^c Nominal torque = maximum rolling torque.
^d Torque from current limitation.
^e K_A up to 2,0 because of frequent strip cracking.

Figura 3.4 Clasificación del órgano conducido

Con ayuda de la tabla B.2 se caracterizará al órgano o elemento conductor, es decir, aquel elemento o máquina del que la transmisión recibirá la potencia. Con la ayuda de la tabla B.3 se caracteriza al elemento conducido, es decir, el elemento al que nuestra transmisión comunicará un movimiento.

Cálculo de K_V

Para el cálculo del factor K_V , la norma ISO 6336 propone tres métodos diferentes. En esta guía se explicará con mayor detalle cómo aplicar el método C puesto que resulta válido en la mayoría de las situaciones que se presentan en el diseño industrial de engranajes y además resulta mucho más simple en su aplicación que los otros dos métodos posibles.

El método A en realidad no es un método como tal. La norma en ese apartado nos dice que no es necesario calcular el valor de este factor si de modo experimental medimos los efectos que con este factor se tienen en cuenta. En el método B la hipótesis de cálculo que se hace es considerar a la pareja de ruedas dentadas como un sistema masa-resorte. Se señala además que en este método no se reflejan las influencias debidas a vibración torsional.

A continuación se señalan cuáles son las restricciones que impedirían aplicar el método C de para calcular el factor K_V . En esos supuestos, se debe acudir a la versión íntegra de la norma para conocer cómo aplicar el método adecuado a la situación de cálculo. Las restricciones son:

- ✓ La velocidad de trabajo se encuentra en el rango subcrítico.
- ✓ En el caso de engranajes helicoidales, el ángulo de hélice ha de ser inferior a 30° .
- ✓ El número de dientes del piñón ha de ser inferior a 50, es decir, $z_1 < 50$.

Para calcular el factor se debe distinguir entre dos posibles situaciones:

- Engranajes rectos o engranajes helicoidales con un grado de solapamiento

$\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}}$$

Donde:

- K_1 y K_2 se obtienen de la tabla que se muestra a continuación.
- v es el valor de la velocidad en el diámetro primitivo expresada en m/s .
- K_A es el factor de aplicación.
- b es el ancho de cara expresado en mm .
- F_t es la componente tangencial de la fuerza a que está sometida el diente expresado en N .
- u es la relación de transmisión.

Table 7 — Values of factors K_1 and K_2 for calculation of K_{V-C} , by Equation (36)

	K_1 Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										K_2 All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Figura 3.5 Selección del los factores K_1 y K_2

El valor de K_3 se obtiene de la siguiente ecuación:

- Si $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} \leq 0,2 \Rightarrow K_3 = 2,0$
- Si $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0,2 \Rightarrow K_3 = -0,357 \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} + 2,071$

Si $K_A \frac{F_t}{b}$ es menor que 100 N/mm, este valor se debe hacer valer 100 N/mm.

- Engranajes helicoidales con un grado de solapamiento $\varepsilon_\beta < 1$:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

Table 6 — Load correction factor f_F for spur gears

Gear accuracy grade ^a	Load correction factor f_F							
	$(F_t K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,61	1,18	1	0,93	0,86	0,83	0,81	0,80
4	1,81	1,24	1	0,90	0,82	0,77	0,75	0,73
5	2,15	1,34	1	0,86	0,74	0,67	0,65	0,62
6	2,45	1,43	1	0,83	0,67	0,59	0,55	0,51
7	2,73	1,52	1	0,79	0,61	0,51	0,47	0,43
8	2,95	1,59	1	0,77	0,56	0,45	0,40	0,35
9	3,09	1,63	1	0,75	0,53	0,41	0,36	0,31
10	3,22	1,67	1	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27
11	3,30	1,69	1	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24
12	3,37	1,71	1	0,72	0,47	0,33	0,27	0,22
NOTE Interpolate for intermediate values.								
^a Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.								

Figura 3.6 Factor de corrección de carga para engranajes rectos

Donde $K_{V\alpha}$ y $K_{V\beta}$ se calculan como se muestra a continuación:

Cálculo de $K_{V\alpha}$

Se debe emplear la siguiente expresión:

$$K_{V\alpha} = (f_F K_{350} N) + 1$$

Donde:

- ✓ f_F se obtiene de la tabla 6.
- ✓ $(K_{350} N)$ se obtiene de la figura 6.

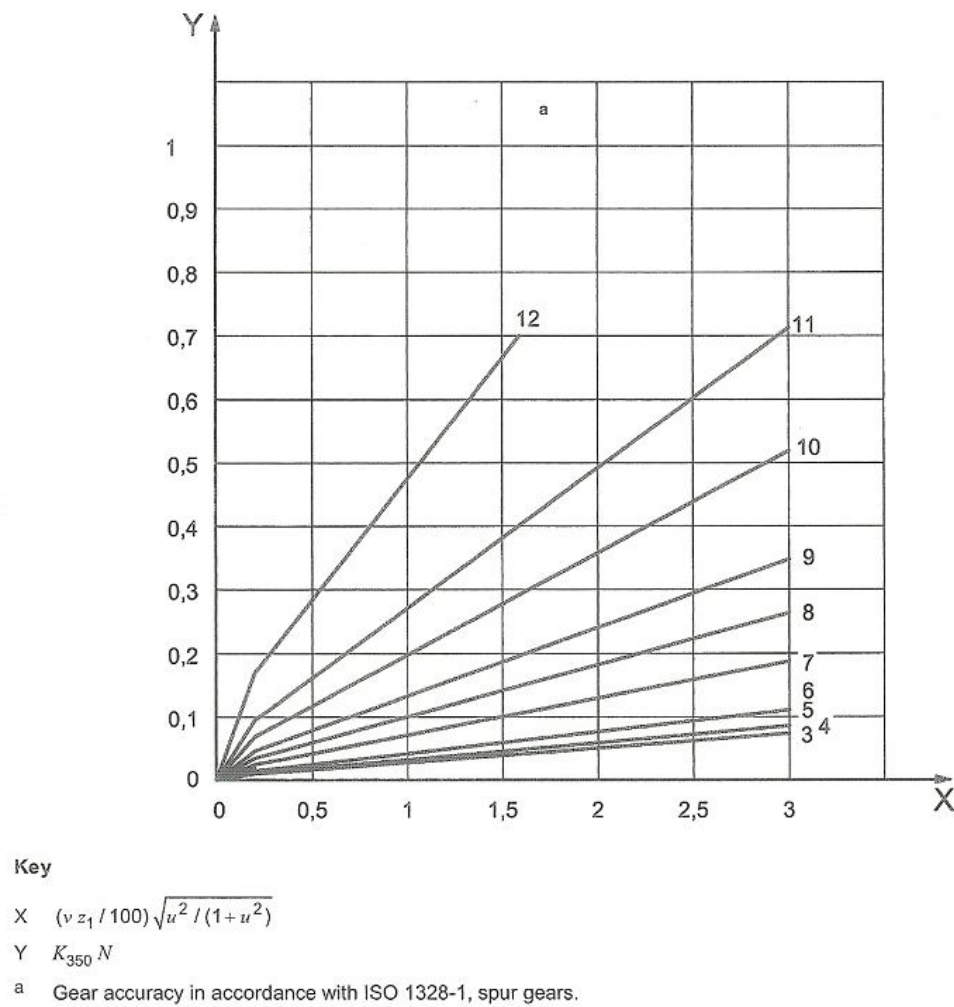


Figure 6 — Value of $K_{350} N$ for spur gears

Figura 3.7 Selección de $K_{350}N$ para engranajes rectos

Cálculo de $K_{V\beta}$

Se debe emplear la siguiente expresión:

$$K_{V\beta} = (f_F K_{350} N) + 1$$

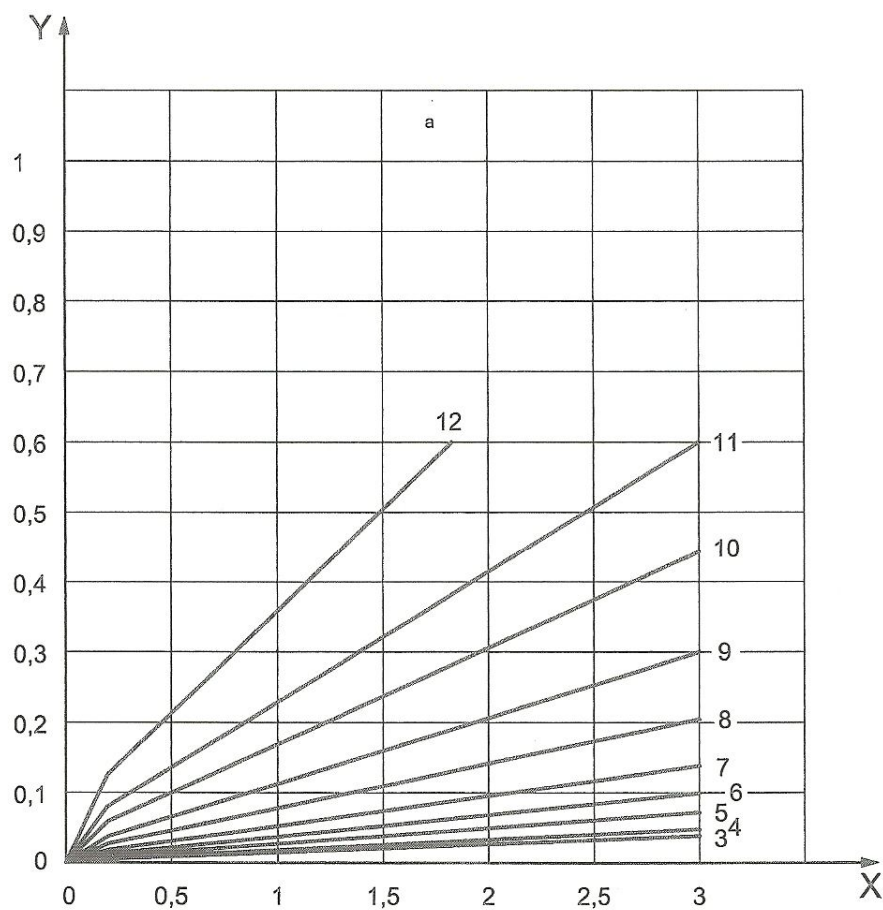
Donde:

- ✓ f_F se obtiene de la tabla 5.
- ✓ $(K_{350} N)$ se obtiene de la figura 5.

Table 5 — Load correction factor f_F for helical gears

Gear accuracy grade ^a	Load correction factor f_F							
	$(F_t K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,96	1,29	1	0,88	0,78	0,73	0,70	0,68
4	2,21	1,36	1	0,85	0,73	0,66	0,62	0,60
5	2,56	1,47	1	0,81	0,65	0,56	0,52	0,48
6	2,82	1,55	1	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39
7	3,03	1,61	1	0,76	0,54	0,42	0,37	0,33
8	3,19	1,66	1	0,74	0,51	0,38	0,33	0,28
9	3,27	1,68	1	0,73	0,49	0,36	0,30	0,25
10	3,35	1,70	1	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22
11	3,39	1,72	1	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21
12	3,43	1,73	1	0,71	0,45	0,31	0,25	0,20
NOTE Interpolate for intermediate values.								
^a Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.								

Figura 3.8 Factor de corrección de carga para engranajes helicoidales



Key

X $(v z_1 / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}$

Y $K_{350} N$

a Gear accuracy in accordance with ISO 1328-1, helical gears.

Figure 5 — Values of $K_{350} N$ for helical gears with $\varepsilon_\beta \geq 1$

Figura 3.9 Selección de $K_{350} N$ para engranajes helicoidales

Cálculo de $K_{H\beta}$

El factor $K_{H\beta}$ tiene en cuenta los efectos de una distribución no uniforme de la carga a lo largo del ancho de cara del engranaje.

El grado en que la carga se encuentra no uniformemente distribuida depende de los siguientes factores:

- ✚ Precisión en la fabricación del diente del engranaje.
- ✚ Alineación de los ejes de rotación entre los que se transmite la potencia.
- ✚ Deformaciones elásticas de los elementos que soportan el sistema de engranajes (ejes, rodamientos, carcasas...).
- ✚ Holguras en los rodamientos.
- ✚ Geometría del engranaje.
- ✚ Componente de la fuerza en la dirección tangencial.
- ✚ Deflexiones centrífugas debidas a la velocidad de trabajo.
- ✚ Deformaciones térmicas debidas a la temperatura de trabajo.

De forma teórica el factor $K_{H\beta}$ se define como:

$$K_{H\beta} = \frac{\text{carga máxima por unidad de ancho de cara}}{\text{carga media por unidad de ancho de cara}}$$

Para el cálculo de este factor la norma propone tres métodos aunque lo cierto es que en tan sólo uno de ellos se describe el procedimiento de cálculo. El primer método, denominado método A viene a decir que el factor se puede obtener por medios experimentales con ayuda de un ensayo que tenga en cuenta todos los factores recogidos en la norma. El método B obtiene el valor de este factor por medio de un análisis con ordenador pero no describe el procedimiento a seguir. Por último queda el método C, que es el único que describe con mayor detalle la norma y por ello el único que se explicará.

En cada etapa que se debe seguir para aplicar el método C se lleva a cabo un desarrollo teórico que se omitirá en esta guía pues de incluir todos y cada uno de los

detalles perdería su finalidad como guía de aplicación de la norma ISO 6336. En caso de duda acerca de cualquier etapa del proceso de cálculo se ruega acudir a la versión íntegra de la norma.

Cabe resaltar que la aplicación del método C implica asumir que deformaciones elásticas del cuerpo del engranaje producen separaciones también lineales a lo largo del ancho de cara de los flancos de trabajo. Para simplificar la evaluación del factor $K_{H\beta}$ el desalineamiento equivalente debido a deformaciones elásticas se asume que sigue una línea recta y se introduce por ello un factor de corrección (1,33) para compensar.

Para llevar a cabo del cálculo del factor $K_{H\beta}$ se debe distinguir entre dos casos:


- Si $b_{cal}/b \leq 1 \Rightarrow K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2F_{\beta y}c_{\gamma\beta}}{F_m/b}}$
 - Donde:
 - $b_{cal}/b = \sqrt{\frac{2F_m/b}{F_{\beta y}c_{\gamma\beta}}}$
 - b es el ancho de cara del engranaje expresado en mm .
 - $F_m = F_t K_A K_V$
 - Donde:
 - F_t es la componente tangencial de la fuerza aplicada sobre el diente expresada en N .
 - K_A es el factor de aplicación ya calculado anteriormente.
 - K_V es el factor dinámico ya calculado anteriormente.
 - $F_{\beta y}$ y $c_{\gamma\beta}$ se explicará a continuación cómo se obtienen.
- Si $b_{cal}/b > 1 \Rightarrow K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y}c_{\gamma\beta}}{2F_m/b}$

Cálculo de $F_{\beta y}$

$F_{\beta y}$ es el desalineamiento efectivo equivalente expresado en μm y se calcula usando la siguiente ecuación:

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \chi_{\beta}$$

Donde:

 $F_{\beta x}$ es el desalineamiento inicial equivalente expresado en μm . De acuerdo con la norma ISO 6336 existen tres opciones para el cálculo del desalineamiento inicial equivalente. Para aplicar dos de ellas es necesario acudir a otras normas ISO relacionadas con el cálculo de engranajes mientras que para una de ellas no es necesario acudir a otras normas ISO. Además el caso en el que basta con disponer de la norma ISO 6336 es el caso más desfavorable, de modo que si se aplica este caso se estará siempre del lado de la seguridad. Para ello se debe operar como sigue:

$$F_{\beta x} = 1,33B_1f_{sh} + B_2f_{ma}$$

Donde:

- ✓ Los coeficientes B_1 y B_2 se obtienen de la tabla que se muestra a continuación:

Table 8 — Constants for use in Equations (52) and (53)

No.	Helix modification		Equation constants	
	Type	Amount	B_1	B_2
1	None	—	1	1
2	Central crowning only	$C_{\beta} = 0,5 f_{ma}^a$	1	0,5
3	Central crowning only	$C_{\beta} = 0,5 (f_{ma} + f_{sh})^a$	0,5	0,5
4 ^b	Helix correction only	Corrected shape calculated to match torque being analysed	0,1 ^c	1,0
5	Helix correction plus central crowning	Case 2 plus case 4	0,1 ^c	0,5
6	End relief	appropriate amount $C_{l(l)}^d$	0,7	0,7
^a Appropriate crowning, C_{β} , see Annex D.				
^b Predominantly applied for applications with constant load conditions.				
^c Valid for very best practice of manufacturing, otherwise higher values appropriate.				
^d See Annex E.				

Figura 3.10 Selección de los coeficientes B_1 y B_2

- ✓ f_{sh} es el desalineamiento equivalente y se obtiene de la siguiente expresión:

$$f_{sh} = \frac{F_m}{b} 0,023 \left[\left| B^* + K' \frac{l_s}{d_1^2} \left(\frac{d_1}{d_{sh}} \right)^4 - 0,3 \right| + 0,3 \right] \left(\frac{b}{d_1} \right)^2$$

- ✓ f_{ma} es la separación máxima entre los flancos de los dientes que engranan expresada en μm para condiciones de carga que no afecten de forma significativa a la geometría de las ruedas dentadas, es decir, cargas muy bajas. La norma ofrece diversos métodos teóricos para obtener un valor orientativo de este parámetro aunque recomienda medirlo in situ. Además da un intervalo de valores orientativos. **Desde 0 μm para aplicaciones de alta precisión hasta 15 μm para aplicaciones industriales comunes.**

- ✚ χ_β es el factor de puesta en servicio. Al igual que en otras ocasiones, para determinar su valor se debe determinar el material en que se ha construido la pareja de ruedas dentadas.

Para St, V, GGG (perl. , bai.), GTS (perl.):

$$\chi_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_{Hlim}}$$

Donde:

- ✓ σ_{Hlim} es el valor de referencia de la tensión admisible expresado en N/mm^2 y tiene en cuenta la influencia del material, del tratamiento térmico, de la rugosidad superficial... Se calcula más adelante en una sección específica destinada a ello.

Para GG, GGG(ferr.):

$$\chi_\beta = 0,45$$

Para Eh, IF, NT(nitr.), NV(nitr.), NV (nitrocar.):

$$\chi_{\beta} = 0,85$$

→ *Cuando los materiales en que se fabricaron rueda y piñón son distintos:*

$$\chi_{\beta} = \frac{\chi_{\beta 1} + \chi_{\beta 2}}{2}$$

Cálculo de $c_{\gamma\beta}$

Para calcular $c_{\gamma\beta}$ se emplea la siguiente expresión:

$$c_{\gamma\beta} = 0,85c_{\gamma\alpha}$$

Donde $c_{\gamma\alpha}$ se obtiene en la sección siguiente.

Cálculo de $K_{H\alpha}$

El factor $K_{H\alpha}$ tiene en cuenta el efecto de una distribución no uniforme de la carga entre los diferentes dientes que pueden estar en contacto simultáneamente al engranar una pareja de ruedas dentadas.

La norma comenta la existencia de dos métodos fundamentales. En el primero de ellos, denominado método A, se nos dice que se puede llevar a cabo un ensayo en el que se tiene en cuenta en los resultados todos los factores de influencia y en ese caso el factor toma valor 1. El método B es el único que explica cómo obtener un valor numérico a partir de ciertos cálculos que a continuación se explican.

El método B asume que la diferencia media entre los círculos primitivos de rueda y piñón es el parámetro más influyente en la distribución de la carga.

Para el cálculo del factor $K_{H\alpha}$ se debe distinguir dos posibles situaciones:

✚ Engranajes con una valor de $\varepsilon_{\gamma} \leq 2$ ($\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}$)

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left(0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right)$$

✚ Engranajes con una valor de $\varepsilon_\gamma > 2(\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta)$

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b}}$$

Donde:

- b es el ancho de cara del engranaje expresado en *mm*.
- $F_{tH} = F_t K_A K_V K_{H\beta}$
 - Donde $F_t, K_A, K_V, K_{H\beta}$ son factores ya conocidos y calculados anteriormente.
- f_{pb} es la mayor desviación del círculo primitivo de rueda o de piñón expresado en μm .
- y_α es el factor de ajuste por puesta en servicio, se expresa en μm y a continuación se explicará cómo calcularlo.

Cálculo de y_α

Para calcular y_α se debe distinguir según el material en que están fabricadas las ruedas dentadas. Las distintas nomenclaturas empleadas para designar cada material son las siguientes:

- St: acero normalizado forjado de bajo contenido en carbono
- V: aleaciones de acero templado revenido y forjado.
- GGG (perl., bai.): acero nodular procedente de colada.
- GTS (perl.): fundiciones negras.
- Eh: acero cementado y forjado.
- IF: acero forjado endurecido con llama o por inducción.
- GG: acero gris procedente de colada.

- GGG (ferr.): acero nodular procedente de colada.
- NT (nitr.): acero nitrurado.
- NV (nitr.): acero nitrurado templado y revenido.
- NV (nitrocar.): acero nitrocarburado templado y revenido.

De este modo:

- Para St, V, GGG (perl.bai.) y GTS (perl.):

$$y_{\alpha} = \frac{160}{\sigma_{Hlim} f_{pb}}$$

Donde:

- ✓ σ_{Hlim} es el valor de referencia de la tensión admisible expresado en N/mm^2 y tiene en cuenta la influencia del material, del tratamiento térmico, de la rugosidad superficial... Se calcula más adelante en una sección específica destinada a ello.
- ✓ Para $v \leq 5 m/s \Rightarrow$ nohay restricción
- ✓ Para $5 m/s < v \leq 10 m/s \Rightarrow$ el valor límite de y_{α} es $\frac{12800}{\sigma_{Hlim}}$ que se corresponde con $f_{pb} = 80\mu m$
- ✓ Para $v > 10 m/s \Rightarrow$ el valor límite de y_{α} es $\frac{6400}{\sigma_{Hlim}}$ que se corresponde con $f_{pb} = 40\mu m$

Siendo v la velocidad tangencial en el círculo primitivo expresada en m/s .

- Para GG y GGG (ferr.):

$$y_{\alpha} = 0,275 f_{pb}$$

Donde:

- ✓ Para $v \leq 5 m/s \Rightarrow$ nohay restricción
- ✓ Para $5 m/s < v \leq 10 m/s \Rightarrow$ el valor límite de y_{α} es $22\mu m$ que se corresponde con $f_{pb} = 80\mu m$
- ✓ Para $v > 10 m/s \Rightarrow$ el valor límite de y_{α} es $11\mu m$ que se corresponde con $f_{pb} = 40\mu m$

- Para Eh, IF, NT (nitr.) y NV (nitrocar.): para todas las velocidades pero con la restricción de que el límite superior de y_α es $3 \mu m$ cuando $f_{pb} = 40 \mu m$.

$$y_\alpha = 0,075 f_{pb}$$

Cuando los materiales con los que se fabricaron rueda y piñón son distintos:

$$y_\alpha = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2}$$

- $c_{\gamma\alpha}$ es la rigidez del cubo del engranaje expresada en $(N/mm \cdot \mu m)$ y a continuación se detalla cómo calcularla.

Cálculo de $c_{\gamma\alpha}$

Para el cálculo de $c_{\gamma\alpha}$ se debe verificar que $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ y que $\beta \leq 30^\circ$. Si se cumple lo anterior:

$$c_{\gamma\alpha} = c'(0,75\varepsilon_\alpha + 0,25)$$

Donde:

- ε_α es el grado de recubrimiento de la pareja de ruedas dentadas.
- c' se calcula del siguiente modo:

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos(\beta)$$

Donde:

- $C_M = 0,8$
- $c'_{th} = \frac{1}{q'}$

Donde q' es el valor mínimo de flexibilidad para un par de dientes en contacto:

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} + C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2$$

Donde:

- Los coeficientes C_1 a C_9 se obtienen de la siguiente tabla:

Table 9 — Coefficients for Equation (82)

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0,047 23	0,155 51	0,257 91	-0,006 35	-0,116 54	-0,001 93	-0,241 88	0,005 29	0,001 82

Figura 3.11 Valor de los coeficientes C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , C_5 , C_6 , C_7 , C_8 y C_9 .

- z_{ni} es el número virtual de dientes de rueda o piñón.
- x_i es el factor de corrección del perfil de rueda o de piñón.

- $$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{s_R/5m_n}}$$

Donde:

- Cuando $b_s/b < 0,2 \Rightarrow b_s/b = 0,2$
- Cuando $b_s/b > 1,2 \Rightarrow b_s/b = 1,2$
- Cuando $s_R/m_n < 1 \Rightarrow s_R/m_n = 1$

Siendo b_s el espesor del cuerpo del engranaje.

- $$C_B = [1,0 + 0,5(1,25 - h_{fP}/m_n)][1,0 - 0,02(20^\circ - \alpha_{Pn})]$$

Donde:

- h_{fP} es el dedendo del engranaje expresado en mm .
- m_n es el módulo normal del engranaje expresado en mm .
- α_{Pn} es el ángulo de presión normal del engranaje.
- β es el ángulo de hélice.

Existe una limitación o excepción en el cálculo del factor $K_{H\alpha}$. Si $K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2}$ entonces se debe tomar como valor final de $K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha Z_\varepsilon^2}$ y cuando $K_{H\alpha} < 1$ se debe tomar como valor de $K_{H\alpha} = 1$.

3.3.3 Cálculo de la tensión admisible de contacto, σ_{HG_i}

Para el cálculo de la tensión admisible de contacto la expresión que se debe emplear en el caso de rueda y de piñón es la misma (lo que será distinto es el valor de los coeficientes al ser distinto el valor de los parámetros según se trate de rueda o de piñón) y tiene la forma que se muestra a continuación:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlím} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

Donde:

- $\sigma_{Hlím}$ es el valor de referencia de la tensión admisible y tiene en cuenta la influencia del material, del tratamiento térmico, de la rugosidad superficial...
- Z_{NT} es el factor de vida y tiene en cuenta la variación de la capacidad del material de acuerdo con el número de ciclos que se le exige que soporte.
- Z_L es el factor de lubricación y tiene en cuenta la influencia de la viscosidad del lubricante.
- Z_V es el factor de velocidad y tiene en cuenta la influencia de la velocidad en la línea de paso.
- Z_R es el factor de rugosidad y tiene en cuenta la influencia de la rugosidad superficial.
- Z_W es el factor de endurecimiento y tiene en cuenta la influencia de posibles tratamientos de endurecimiento superficial en el cubo del engranaje.

- Z_X es el factor de tamaño y tiene en cuenta la influencia de las dimensiones de los dientes.

Para calcular cada uno de los coeficientes se debe operar como se muestra a continuación:

Cálculo de $\sigma_{Hlím}$

El valor de $\sigma_{Hlím}$ para un material dado se considera como el mayor valor de la tensión de contacto para el cual el material resiste al menos $2 \cdot 10^6$ ciclos y hasta $5 \cdot 10^7$ ciclos. La norma ISO 6336 en su parte 5 provee información de los materiales más comúnmente usados, los tratamientos térmicos más empleados y la influencia de la calidad del engranaje en los valores de $\sigma_{Hlím}$ como resultado de una serie de ensayos de engranajes normalizados.

De este modo, para obtener el valor de $\sigma_{Hlím}$ expresado en N/mm^2 se debe operar de la siguiente manera:

1. Se ha de localizar el material con el que está fabricado el engranaje, o el más similar, dentro los que se ofrecen en las siguientes tablas, y obtener el valor de los coeficientes A y B junto con el valor de la dureza superficial (HBW o HV). A modo de ayuda a la hora de determinar la calidad del material, en la norma se comenta que se suele elegir calidad MQ.
2. Una vez que se ha obtenido el valor de los coeficientes, el valor de $\sigma_{Hlím}$ se obtiene sustituyendo los valores obtenidos de las tablas en la siguiente expresión:

$$\sigma_{Hlím} = A \cdot x + B$$

En donde “x” es el valor de la dureza superficial.

Table 1 — Calculation of $\sigma_{H \text{ lim}}$ and $\sigma_{F \text{ lim}}$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness
1	Normalized low carbon steels/cast steels ^a	contact	wrought normalized low carbon steels	St	1 a)	ML/MQ ME	1,000 1,520	190 250	HBW	110 110	210 210
2			cast steels	St (cast)	1 b)	ML/MQ ME	0,986 1,143	131 237	HBW	140 140	210 210
3											
4											
5		bending	wrought normalized low carbon steels	St	2 a)	ML/MQ ME	0,455 0,386	69 147	HBW	110 110	210 210
6			cast steels	St (cast)	2 b)	ML/MQ ME	0,313 0,254	62 137	HBW	140 140	210 210
7											
8											
9	Cast iron materials	contact	black malleable cast iron	GTS (perl.)	3 a)	ML/MQ ME	1,371 1,333	143 267	HBW	135 175	250 250
10			nodular cast iron	GGG	3 b)	ML/MQ ME	1,434 1,500	211 250	HBW	175 200	300 300
11											
12			grey cast iron	GG	3 c)	ML/MQ ME	1,033 1,465	132 122	HBW	150 175	240 275
13											
14		bending	black malleable cast iron	GTS (perl.)	4 a)	ML/MQ ME	0,345 0,403	77 128	HBW	135 175	250 250
15			nodular cast iron	GGG	4 b)	ML/MQ ME	0,350 0,380	119 134	HBW	175 200	300 300
16											
17			grey cast iron	GG	4 c)	ML/MQ ME	0,256 0,200	8 53	HBW	150 175	240 275
18											
19	Through hardened wrought steels ^b	contact	carbon steels	V	5	ML MQ ME	0,963 0,925 0,838	283 360 432	HV	135 135 135	210 210 210
20			alloy steels	V	5	ML MQ ME	1,313 1,313 2,213	188 373 260	HV	200 200 200	360 360 390
21											
22											
23		bending	carbon steels	V	6	ML MQ ME	0,250 0,240 0,283	108 163 202	HV	115 115 115	215 215 215
24			alloy steels	V	6	ML MQ ME	0,423 0,425 0,358	104 187 231	HV	200 200 200	360 360 390
25											
26											
27											
28											
29											
30											
31											
32											

Figura 3.12 Obtención del factor $\sigma_{H \text{ lim}}$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness	
33	Through hardened cast steels	contact	carbon steels	V	7	ML/MQ	0,831	300	HV	130	215	
34			(cast)		ME	0,951	345		130	215		
35			alloy steels	V	7	ML/MQ	1,276	298	HV	200	360	
36			(cast)		ME	1,350	356		200	360		
37		bending	carbon steels	V	8	ML/MQ	0,224	117	HV	130	215	
38			(cast)		ME	0,286	167		130	215		
39			alloy steels	V	8	ML/MQ	0,364	161	HV	200	360	
40			(cast)		ME	0,356	186		200	360		
41	Case hardened wrought steels ^c	contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800	
42					MQ	0,000	1 500		660	800		
43					ME	0,000	1 650		660	800		
44		bending	core hardness: ≥ 25 HRC, lower ≥ 25 HRC, upper ≥ 30 HRC	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800	
45						MQ	0,000	425		660	800	
46							0,000	461		660	800	
47							0,000	500		660	800	
48						ME	0,000	525		660	800	
49	Flame or induction hardened wrought and cast steels	contact		IF	11	ML	0,740	602	HV	485	615	
50					MQ	0,541	882	500		615		
51					ME	0,505	1 013	500		615		
52		bending		IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615	
53						MQ	0,138	290		500	570	
54							0,000	369		570	615	
55							ME	0,271		237	500	615
56						Nitrided wrought steels/nitriding steels ^d /through hardening steels ^b nitrided	contact	nitriding steels (a)		NT (nitr.)	13 a)	ML
57			MQ	0,000	1 250			650	900			
58			ME	0,000	1 450			650	900			
59	bending	through hardening steels (b)	NV (nitr.)	13 b)	ML		0,000	788	HV	450	650	
60					MQ		0,000	998		450	650	
61					ME		0,000	1 217		450	650	
62		nitriding steels (a)	NT (nitr.)	14 a)	ML		0,000	270	HV	650	900	
63					MQ		0,000	420		650	900	
64					ME		0,000	468		650	900	
65		through hardening steels (b)	NV (nitr.)	14 b)	ML		0,000	258	HV	450	650	
66					MQ		0,000	363		450	650	
67					ME		0,000	432		450	650	
68	wrought steels nitro-carburized ^e	contact	through hardening steels	NV (nitro-car.)	15	ML	0,000	650	HV	300	650	
69					MQ/ME	1,167	425	300		450		
70						0,000	950	450		650		
71		bending	through hardening steels	NV (nitro-car.)	16	ML	0,000	224	HV	300	650	
72						MQ/ME	0,653	94		300	450	
73							0,000	388		450	650	
a	In accordance with ISO 4948-2.											
b	In accordance with ISO 683-1.											
c	In accordance with ISO 683-11.											
d	In accordance with ISO 683-10.											
e	In accordance with ISO 683-1, ISO 683-10 or ISO 683-11.											

Figura 3.13 Obtención del factor σ_{Hlim} (continuación)

Cálculo de Z_{NT}

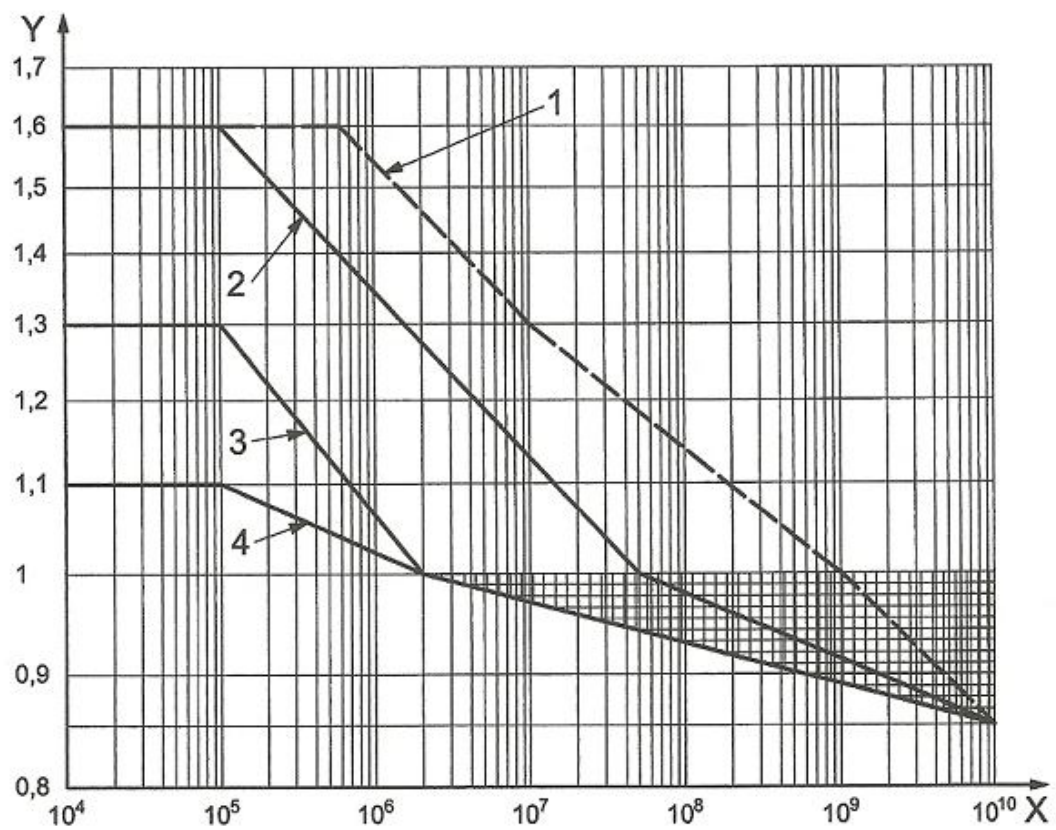
Para calcular el factor Z_{NT} se debe de identificar a cuál de los cuatro grupos que a continuación se explican pertenece el material con el que se ha fabricado el engranaje. A continuación, se busca en la gráfica que se muestra en la figura 14 la curva correspondiente al grupo seleccionado y de ese modo fijando el número de ciclos de trabajo que se desea soporte el engranaje (eje X de la gráfica) se obtiene el valor del factor Z_{NT} en el eje Y.

Los cuatro posibles grupos de materiales son:

- Grupo 1: Dentro del grupo 1 quedan englobados los siguientes materiales:
 - St: acero normalizado forjado de bajo contenido en carbono
 - V: aleaciones de acero templado revenido y forjado.
 - GGG (perl., bai.): acero nodular procedente de colada.
 - GTS (perl.): fundiciones negras.
 - Eh: acero cementado y forjado.
 - IF: acero forjado endurecido con llama o por inducción.

Dentro de este grupo 1 se permite un pequeño grado de picado superficial.

- Grupo 2: El grupo 2 engloba los mismos materiales que el grupo 1 con la diferencia de que en los materiales del grupo 2 no se permite presencia alguna de picado superficial.
- Grupo 3: En este grupo se engloban los siguientes materiales:
 - GG: acero gris procedente de colada.
 - GGG (ferr.): acero nodular procedente de colada.
 - NT (nitr.): acero nitrurado.
 - NV (nitr.): acero nitrurado templado y revenido.
- Grupo 4: En este grupo sólo se contempla:
 - NV (nitrocar.): acero nitrocarburado templado y revenido.



Key

X number of load cycles, N_L

Y life factor, Z_{NT}

1 St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF^a

2 St, V, GGG (perl., bai.), GTS (perl.), Eh, IF

3 GG, GGG (ferr.), NT (nitr.), NV (nitr.)

4 NV (nitrocar.)

Figura 3.14 Obtención del factor Z_{NT}

Cálculo de Z_L

Para el cálculo de Z_L se debe emplear la siguiente expresión:

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1,0 - C_{ZL})v_f$$

Donde:

- $\nu_f = \frac{1}{\left(1,2 + \frac{80}{\nu_{50}}\right)^2}$ y ν_{50} se obtiene de la tabla que se muestra a continuación dependiendo de la clase ISO de viscosidad a la que pertenezca el lubricante.

Table 3 — Viscosity parameters

ISO viscosity class (grade)		VG 32 ^a	VG 46 ^a	VG 68 ^a	VG 100	VG 150	VG 220	VG 320
Nominal viscosity, mm ² /s	ν_{40}	32	46	68	100	150	220	320
	ν_{50}	21	30	43	61	89	125	180
Viscosity parameter	ν_f	0,040	0,067	0,107	0,158	0,227	0,295	0,370

^a Only for high speed transmission.

Figura 3.15 Parámetros de viscosidad

- El valor de C_{ZL} depende del valor de σ_{Hlim} del siguiente modo:
 - Si $\sigma_{Hlim} < 850 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow C_{ZL} = 0,83$
 - Si $850 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0,6357$
 - Si $\sigma_{Hlim} > 1200 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow C_{ZL} = 0,91$

Cálculo de Z_V

Para calcular el factor Z_V se debe aplicar la siguiente expresión:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1,0 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + 32/\nu}}$$

Donde:

- ν es la velocidad en el diámetro primitivo expresada en m/s.
- C_{ZV} se calcula mediante la siguiente expresión: $C_{ZV} = C_{ZL} + 0,02$

Cálculo de Z_R

El factor Z_R es función de la rugosidad superficial en los flancos de los dientes de rueda y piñón, las dimensiones y de el valor de σ_{Hlim} para el material menos resistente de la pareja de ruedas.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}}$$

Donde:

- C_{ZR} depende del menor valor de σ_{Hlim} del siguiente modo:

✓ Si $\sigma_{Hlim} < 850 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow C_{ZR} = 0,15$

✓ Si $\sigma_{Hlim} > 1200 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow C_{ZR} = 0,08$

✓ Si $850 \frac{N}{mm^2} \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow C_{ZR} = 0,32 - 0,0002 \cdot \sigma_{Hlim}$

- R_{Z10} se calcula del siguiente modo:

$$\begin{cases} R_Z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \\ \rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \end{cases} \Rightarrow R_{Z10} = R_Z \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}$$

Siendo:

- R_{Zi} la rugosidad superficial de rueda y piñón en la superficie del flanco del diente expresada en μm .
- R_Z la media aritmética de las rugosidades de rueda y piñón.
- $\rho_{1,2} = 0,5 d_{b1,2} \tan(\alpha_t)$, donde $d_{b1,2}$ es el diámetro de base de rueda o de piñón expresado en mm y toma signo positivo en el caso de engranajes externos y signo negativo en el caso de engranajes internos y α_t se corresponde con el ángulo de presión transversal.
- ρ_{red} es el radio de curvatura relativo expresado en milímetros.

Cálculo de Z_W

Para calcular el valor del factor Z_W se debe distinguir entre dos posibles opciones en lo que al acabado superficial de rueda y piñón se refiere.

Piñón endurecido superficialmente y rueda con temple profundo

Para obtener el valor del factor Z_W se debe obtener el valor de la rugosidad equivalente R_{zH} , a continuación se determina el valor de la dureza Brinell en el flanco del diente tanto para rueda como para piñón y con el menor valor de ambos se entra por el eje X de la gráfica para poder así obtener en el eje Y cuánto vale Z_W .

Para obtener el valor de R_{zH} se opera del siguiente modo:

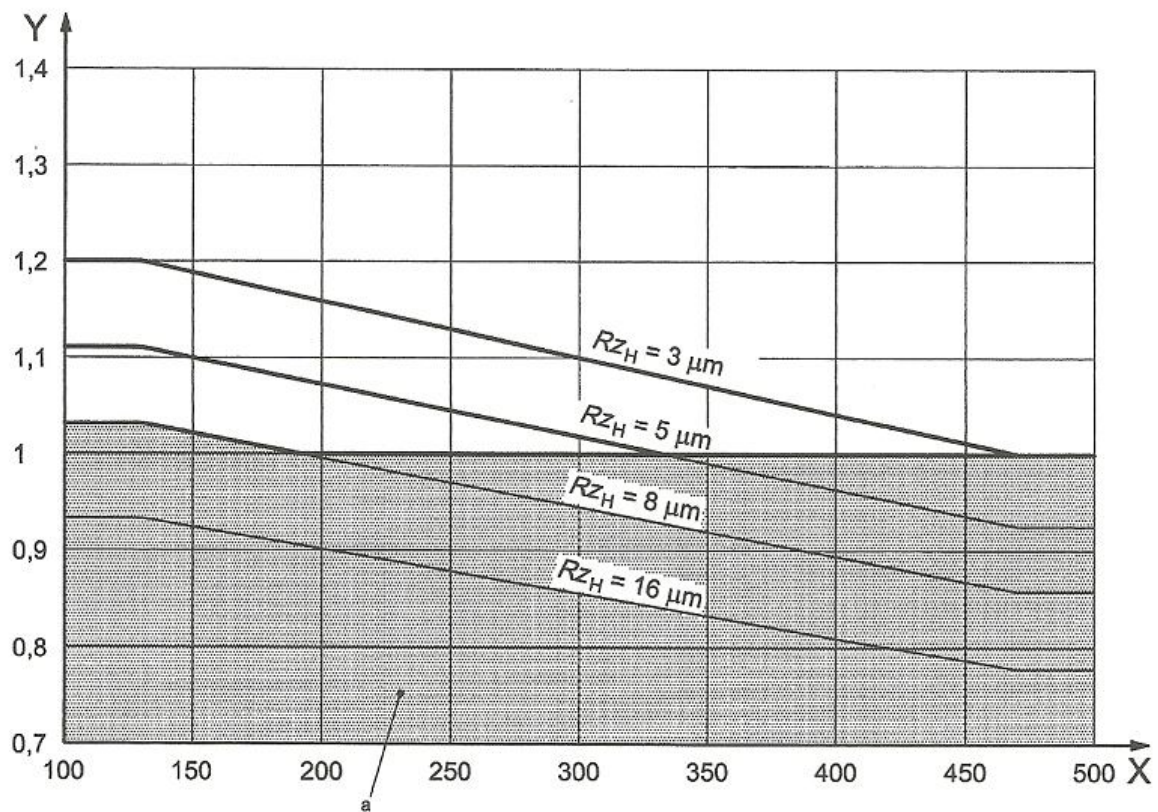
1. Se calcula el valor de

$$R_{zH} = \frac{R_{z1} (10/\rho_{red})^{0,33} (R_{z1}/R_{z2})^{0,66}}{(v_{40} v / 1500)}$$

2. $\begin{cases} \text{Si } R_{zH} > 16 \Rightarrow R_{zH} = 16\mu m \\ \text{Si } R_{zH} < 3 \Rightarrow R_{zH} = 3\mu m \end{cases}$

Donde:

- R_{z1} es la rugosidad superficial del piñón expresada en μm
- R_{z2} es la rugosidad superficial de la rueda expresada en μm
- ρ_{red} es el radio relativo de curvatura en el punto primitivo expresado en mm calculado tal y como se mostró anteriormente.
- v_{40} es la viscosidad nominal a 40°C expresada en mm^2/s
- v es la velocidad en la línea de paso expresada en m/s .



Key

X tooth flank hardness of softer wheel, HB

Y work hardening factor, Z_W

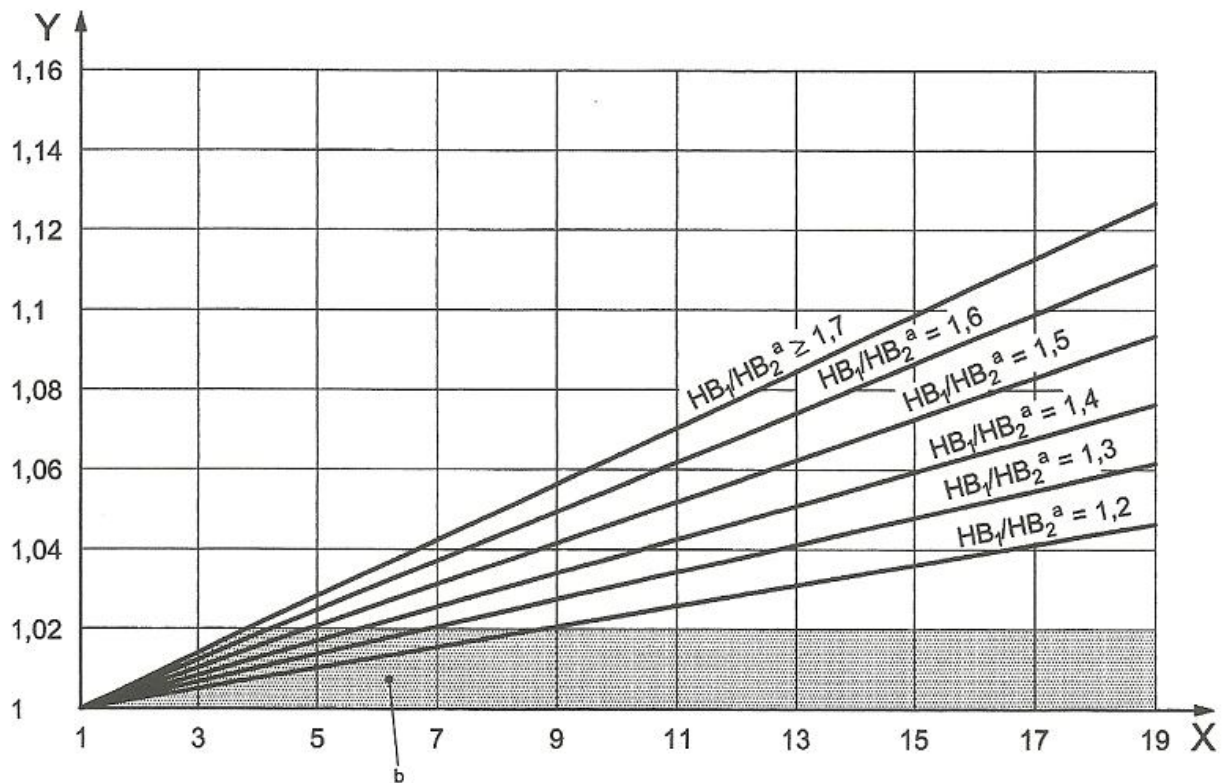
^a Shaded area: $Z_W = 1$. Effects of wear (not covered by ISO 6336).

Figure 10 — Work hardening factor Z_W for through-hardened gear/case-hardened pinion, reference stress

Figura 3.16 Factor Z_W ; caso 1

Temple profundo tanto en rueda como en piñón

Para obtener el valor del factor Z_W en este caso, se debe emplear la siguiente gráfica:



Key

X single reduction gear ratio, u

Y work hardening factor, Z_W

^a Calculated hardness ratio.

^b For $HB_1/HB_2 < 1.2$, use $Z_W = 1$.

Figure 11 — Work hardening factor Z_W for through-hardened gear and pinion

Figura 3.17 Factor Z_W ; caso 2

En el eje Y se obtiene el valor del factor. En el eje X se presenta la relación de transmisión u ; en caso de que ésta sea mayor que 20 se supone un valor igual a 20. HB_1 y HB_2 representan los valores de dureza Brinell de rueda y de piñón respectivamente.

Cálculo de Z_x

Por medio del factor Z_x se tiene en cuenta la evidencia estadística que muestra que los niveles de tensión a los que tiene lugar el colapso del material por mecanismos de fatiga disminuyen a medida que aumenta el tamaño del componente como consecuencia de la influencia en los defectos subsuperficiales de los pequeños gradientes de tensiones que aparecen y la influencia del tamaño en la calidad del material.

Los parámetros que mayor influencia tienen sobre este factor son:

- Calidad del material.
- Tratamiento térmico, profundidad del temple, distribución del temple...
- Radio de curvatura del flanco del diente.

En esta parte de la norma ISO, Z_x debe tomar un valor igual a 1.

3.4 Cálculo del coeficiente de seguridad frente a fallo por flexión en la base del diente

La metodología que se presenta a continuación para el cálculo del coeficiente de seguridad frente al fallo por flexión en la base del diente es sólo válida para engranajes cilíndricos con perfiles de diente de acuerdo con la gama estandarizada recogida en la norma ISO 53. Además se deberá verificar que $s_R > 0,5h_t$ para el caso de engranajes exteriores y que $s_R > 1,75m_n$ para el caso de engranajes con dientes internos, donde m_n es el módulo normal del engranaje y s_R y h_t se muestran en las siguientes imágenes:

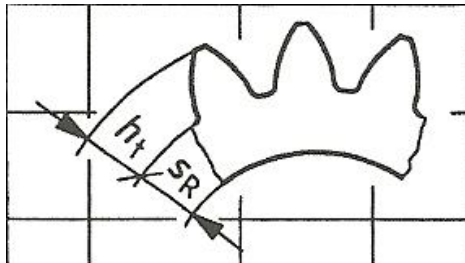


Figura 3.18 Definición de s_R y h_t para engranajes exteriores

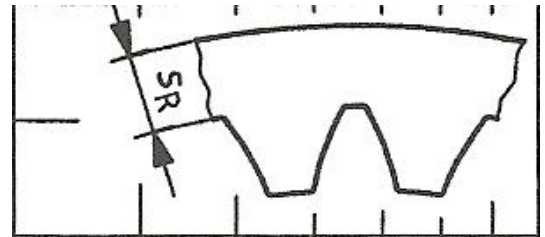


Figura 3.19 Definición de s_R para engranajes interiores

Se debe calcular por separado el coeficiente de seguridad frente al fallo por flexión en la base para el piñón y para la rueda de la pareja de ruedas dentadas y el mínimo de los dos valores será el coeficiente de seguridad frente al fallo por flexión en la base.

Las expresiones que se deben emplear para calcular los coeficientes de seguridad son las que se muestran a continuación:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} > S_{Fmín}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} > S_{Fmín}$$

Donde:

- S_{Fi} es el valor calculado del coeficiente de seguridad de piñón y rueda.
- σ_{FGi} es valor admisible de la tensión de flexión en la base del diente.

- σ_{F_i} es el valor de la tensión a que está sometida la base del diente.
- $S_{Fmín}$ es el valor mínimo del coeficiente de seguridad que se impone para dar como válido el diseño.

A continuación se muestra cómo operar para obtener el valor de la tensión en la base del diente y el valor de la tensión admisible en la base del diente.

3.4.1 Cálculo de la tensión en la base del diente, σ_{F_i}

Para el cálculo de la tensión a que está sometida la base del diente se debe emplear la expresión siguiente:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

Donde:

- σ_{F0} es la tensión nominal en la base del diente, que se corresponde con el máximo de la tensión principal en la base del diente cuando una pareja de engranajes libre de errores se carga con el par nominal y sin ningún valor de tensión previo.
- K_A es el factor de aplicación y tiene en cuenta los incrementos de carga debidos a influencias externas sobre el par de entrada o de salida.
- K_V es el factor dinámico que tiene en cuenta incrementos de carga debidos a efectos internos dinámicos.
- $K_{F\beta}$ es el factor de carga para flexión en la base y tiene en cuenta distribuciones desiguales de la carga a lo largo del ancho del diente debido a desalineamientos producidos por imprecisiones en la fabricación, deformaciones elásticas...
- $K_{F\alpha}$ es el factor de carga transversal para tensión en la base y tiene en cuenta desiguales distribuciones de la carga en la dirección transversal.

A continuación se calcula cada uno de los factores.

Cálculo de σ_{F0}

La expresión que se debe emplear para el cálculo de σ_{F0} es:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} \cdot Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT}$$

Donde:

- Y_F es el factor de forma y tiene en cuenta la influencia de la forma de la base del diente en la tensión nominal en la base del diente con la carga aplicada en el punto más externo del contacto entre dientes.
- Y_S es el factor de corrección de tensión y tiene en cuenta:
 - El efector amplificador de la tensión debido a un cambio de sección en la base del diente.
 - Las imprecisiones del modelo empleado para el cálculo de la tensión en la base del diente.
- Y_β es el factor del ángulo de hélice que compensa el hecho de que la intensidad del momento flector en la base del diente de engranajes helicoidales es, como consecuencia de la oblicuidad de la línea de contacto, menor al correspondiente para el caso de engranajes rectos.
- Y_B es el factor de espesor del cubo del eje y ajusta el valor de la tensión en la base del diente para el caso de cubos de pequeños espesor.
- Y_{DT} es el factor de profundidad del diente y ajusta la tensión calculada en la base del diente para engranajes de alta precisión con un grado de solapamiento comprendido entre 2 y 2,5.
- F_t es la componente tangencial de la fuerza aplicada sobre el diente expresada en N .
- m_n es el módulo normal del engranaje expresado en mm .
- b es el ancho de cara del engranaje expresado en mm .

Cálculo de Y_F

Para el cálculo del factor de forma Y_F se debe aplicar la expresión siguiente:

$$Y_F = \frac{\frac{6 \cdot h_{Fe}}{m_n} \cdot \cos(\alpha_{Fen})}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cos(\alpha_n)}$$

Donde:

- α_n es el ángulo de presión normal.
- m_n es el módulo normal del engranaje expresado en *mm*.
- S_{Fn} , h_{Fe} , α_{Fen} se muestran en las siguientes figuras en las que se distingue entre el caso de engranajes con dientes externos e internos.

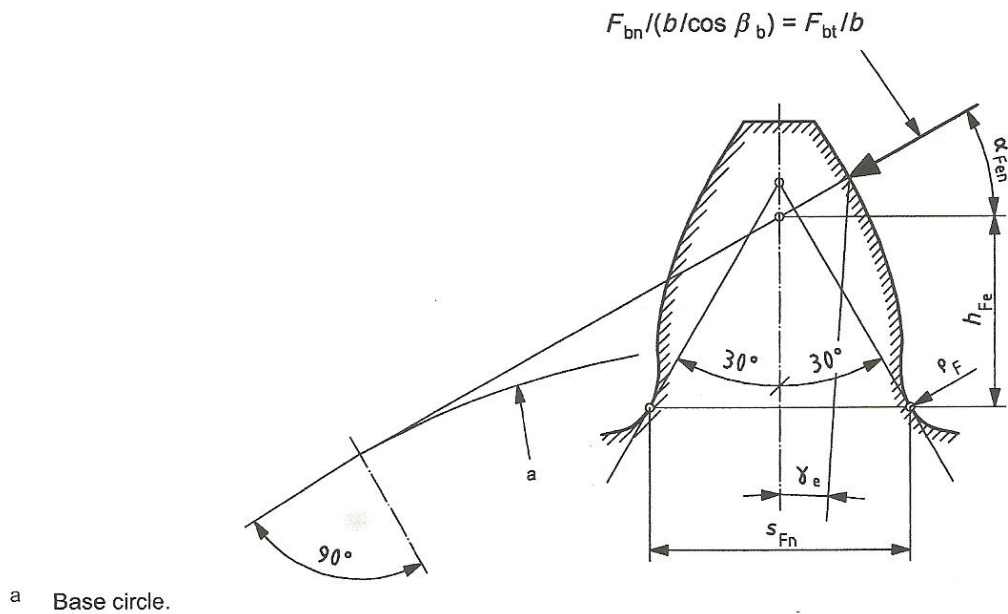
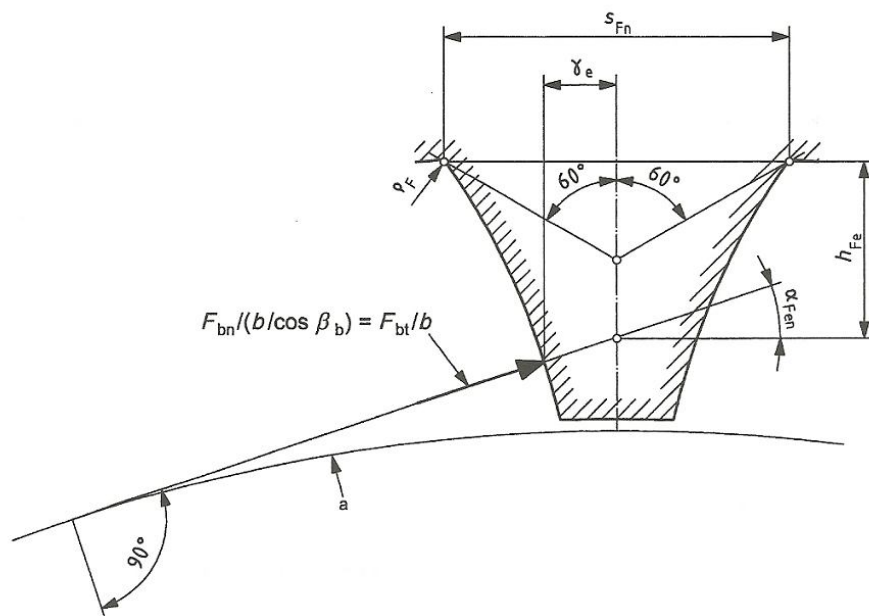


Figure 3 — Determination of normal chordal dimensions of tooth root critical section for Method B (external gears)

Figura 3.20 Factor Y_F para engranajes exteriores



a Base circle.

Figure 4 — Determination of normal chordal dimensions of tooth root critical section for Method B (internal gears)

Figura 3.21 Factor Y_F para engranajes interiores

Para obtener el valor de las variables implicadas en el cálculo del factor se debe seguir el siguiente orden. En primer lugar:

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fP} \tan(\alpha_n) + \frac{s_{pr}}{\cos(\alpha_n)} - (1 - \sin(\alpha_n)) \frac{\rho_{FP}}{\cos(\alpha_n)}$$

Donde:

- m_n es el módulo normal del engranaje expresado en mm .
- h_{fP} es el dedendo expresado en mm .
- α_n es el ángulo de presión normal.
- s_{pr} toma distinto valor según el montaje del engranaje sea con desplazamiento o sin él y se muestra en las siguientes imágenes:
 - $s_{pr} = pr - q$ para engranajes cuyo montaje sea con desplazamiento.
 - $s_{pr} = 0$ si el montaje es sin desplazamiento.
- ρ_{FPv} toma distinto valor según el engranaje sea externo o interno:
 - $\rho_{fPv} = \rho_{fP}$ para engranajes externos.
 - $\rho_{fPv} \approx \rho_{fP} + m_n \frac{(x_0 + h_{fP}/m_n - \rho_{fP}/m_n)^{1,95}}{3,156 \cdot 1,036^{z_0}}$ para engranajes internos.

Donde:

x_0 es el coeficiente de tallado de la cremallera.

z_0 es el número de dientes de la cremallera.

A continuación se debe calcular:

$$G = \frac{\rho_{FP}}{m_n} - \frac{h_{FP}}{m_n} + x$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - T$$

Donde:

- $T = \pi/3$ para engranajes externos
- $T = \pi/6$ para engranajes internos.

Seguidamente:

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan(\theta) - H$$

Para obtener un valor de θ se debe iterar. En general, tras cinco iteraciones la función converge. Como valor inicial para iterar se debe emplear $\theta = \pi/6$ para engranajes externos y $\theta = \pi/3$ para engranajes internos.

Ahora ya se puede determinar el valor de $\frac{S_{Fn}}{m_n}$ distinguiendo entre engranajes externos e internos.

Para engranajes externos:

$$\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right) = z_n \cdot \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{FPv}}{m_n} \right)$$

Para engranajes internos:

$$\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right) = z_n \cdot \sin \left(\frac{\pi}{6} - \theta \right) + \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{FPv}}{m_n} \right)$$

También se puede determinar ya el valor de $\frac{h_{Fe}}{m_n}$ distinguiendo también entre engranajes de dientes internos y externos:

Para engranajes externos:

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_e) - \sin(\gamma_e) \tan(\alpha_{Fen})) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n}\right) \right]$$

Para engranajes internos:

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos(\gamma_e) - \sin(\gamma_e) \tan(\alpha_{Fen})) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{6} - \theta\right) - \sqrt{3} \left(\frac{G}{\cos(\theta)} - \frac{\rho_{fPv}}{m_n}\right) \right]$$

Además se puede calcular el parámetro ρ_F que será de utilidad más adelante:

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fPv}}{m_n} + \frac{2G^2}{\cos(\theta)(|z_n| \cdot (\cos(\theta))^2 - 2G)}$$

Como se puede observar, para el cálculo de las expresiones anteriores era necesario el cálculo de una serie de parámetros que se conocen como parámetros de las ruedas virtuales. Debido a su importancia, a continuación se dedicará una sección especial en la que se muestra cómo calcularlos.

3.4.2 Parámetros de las ruedas virtuales

Los denominados como parámetros virtuales en la norma ISO 6336 son los que se muestran a continuación:

$$\beta_b = \arcsin(\sin(\beta) \cdot \cos(\alpha_n))$$

Donde:

- β es el ángulo de hélice de un engranaje helicoidal-
- α_n es el ángulo de presión normal

$$z_n \approx \frac{z}{(\cos \beta)^3}$$

Donde:

- z es el número de dientes de rueda o de piñón.

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{(\cos \beta_b)^2};$$

Donde:

- ε_α es el gado de recubrimiento del engranaje.

$$d_n = m_n z_n$$

$$p_{bn} = \pi m_n \cos(\alpha_n)$$

Donde:

- m_n es el módulo normal del engranaje.

$$d_{bn} = d_n \cos(\alpha_n)$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} - \frac{\pi d \cos(\beta) \cos(\alpha_n)}{|z|} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2}$$

Donde el número de dientes z es positivo para engranajes externos y negativo para engranajes internos

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right)$$

$$\gamma_e = \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_n)x}{z_n} + \text{inv}(\alpha_n) - \text{inv}(\alpha_{en})$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan(\alpha_{en}) - \text{inv}(\alpha_n) - \frac{0,5\pi + 2 \tan(\alpha_n)x}{z_n}$$

Cálculo de Y_s

La expresión que se debe emplear para el cálculo del factor Y_s es la que se muestra a continuación:

$$Y_s = (1,2 + 0,13L)q_s \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right]$$

Donde $q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}$ y $L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}}$ y donde s_{Fn}, ρ_F, h_{Fe} se calculan empleando las expresiones que se mostraron en el cálculo del factor Y_F .

La expresión mostrada para el cálculo de Y_s es válida siempre y cuando el valor de q_s esté comprendido entre 1 y 8.

Cálculo de Y_β

Para el cálculo del factor Y_β se debe emplear la siguiente expresión:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$$

Donde ε_β es el grado de solapamiento, que se calcula como ya se mostró en la sección específica dedicada a ello.

Además se debe tener en cuenta que si el grado de solapamiento ε_β es mayor que 1, el valor de ε_β que se debe introducir en la expresión para calcular Y_β es 1. Además, si β es mayor que 30° , el valor de β que se debe introducir en la expresión para calcular Y_β es 30° .

Cálculo de Y_B

Para el cálculo del factor Y_B se tiene que distinguir entre engranajes con dientes externos y engranajes con dientes internos.

En el caso de engranajes externos se ha de calcular la relación s_R/h_t . Una vez calculada la relación s_R/h_t se tienen tres opciones:

- Si $s_R/h_t \geq 1,2 \Rightarrow Y_B = 1,0$
- Si $s_R/h_t > 0,5$ y $s_R/h_t < 1,2 \Rightarrow Y_B = 1,6 \cdot \ln\left(2,242 \cdot \frac{h_t}{s_R}\right)$
- El caso en que $s_R/h_t \leq 0,5$ se debe de evitar.

En el caso de engranajes externos se ha de calcular la relación s_R/m_n y se vuelven a tener otras tres opciones posibles:

- Si $s_R/m_n \geq 3,5 \Rightarrow Y_B = 1,0$
- Si $s_R/m_n > 1,75$ y $s_R/m_n < 3,5 \Rightarrow Y_B = 1,15 \cdot \ln\left(8,324 \cdot \frac{m_n}{s_R}\right)$
- El caso en que $s_R/m_n \leq 1,75$ se debe de evitar.

Cálculo de Y_{DT}

Para calcular el factor Y_{DT} se tienen tres posibles opciones dependiendo del valor de $\varepsilon_{\alpha n}$ y el grado de precisión del engranaje. De este modo:

- Si $\varepsilon_{\alpha n} \leq 2,05$ o si $\varepsilon_{\alpha n} > 2,05$ y el grado de precisión del engranaje es superior a 4, entonces $Y_{DT} = 1,0$
- Si $2,05 < \varepsilon_{\alpha n} \leq 2,5$ y el grado de precisión del engranaje es ≤ 4 entonces $Y_{DT} = -0,66 \cdot \varepsilon_{\alpha n} + 2,366$
- Si $\varepsilon_{\alpha n} > 2,5$ y el grado de precisión del engranaje es ≤ 4 , entonces $Y_{DT} = 0,7$

Cálculo de K_A

A la hora de calcular el valor del factor K_A hay dos posibles situaciones:

- En primer lugar, se puede conocer el historial de carga al que es sometida la transmisión que se está diseñando o verificando. En ese caso, la norma ISO 6336 en su parte 6 proporciona una metodología para su cálculo.
- La otra situación de cálculo es desconocer el historial de cargas o suponer que este es constante.

En esta guía de aplicación se describe el modo de actuación cuando se asume que el historial de cargas es constante puesto que aunque es una situación que en el mundo práctico nunca tiene lugar, puede resultar más útil desde un punto de vista didáctico ya que el escenario primero no supone más que un tedioso desarrollo que no aporta utilidad a la hora de entender cómo aplicar esta norma ISO.

Se debe seleccionar el valor del factor en la tabla que a continuación se muestra:

Table B.1 — Application factor, K_A

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1,00	1,25	1,50	1,75
Light shocks	1,10	1,35	1,60	1,85
Moderate shocks	1,25	1,50	1,75	2,00
Heavy shocks	1,50	1,75	2,00	$\geq 2,25$

Figura 3.22 Selección del factor de aplicación

Para determinar la clasificación del órgano conductor y del órgano conducido se aportan en la norma dos tablas de ayuda:

Table B.2 — Examples for driving machines with various working characteristics

Working characteristic	Driving machine
Uniform	Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation ^a and small rarely occurring starting torques ^b .
Light shocks	Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques ^b).
Moderate shocks	Multiple cylinder internal combustion engines.
Heavy shocks	Single cylinder internal combustion engines.
^a Based on vibration tests or on experience gained from similar installations. ^b See service life graphs, Z_{NT} , Y_{NT} , for the material in ISO 6336-2 and ISO 6336-3. Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.	

Figura 3.23 Clasificación del órgano conductor

Table B.3 — Industrial gears — Examples of working characteristics of driven machine

Working characteristic	Driven machines
Uniform	Steady load current generator; uniformly loaded conveyor belt or platform conveyor; worm conveyor; light lifts; packing machinery; feed drives for machine tools; ventilators; light-weight centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for light liquids or uniform density materials; shears; presses, stamping machines ^a ; vertical gear, running gear ^b .
Light shocks	Non-uniformly (i.e. with piece or batched components) loaded conveyor belts or platform conveyors; machine-tool main drives; heavy lifts; crane slewing gear; industrial and mine ventilators; heavy centrifuges; centrifugal pumps; agitators and mixers for viscous liquids or substances of non-uniform density; multi-cylinder piston pumps; distribution pumps; extruders (general); calendars; rotating kilns; rolling mill stands ^c ; (continuous zinc and aluminium strip mills, wire and bar mills).
Moderate shocks	Rubber extruders; continuously operating mixers for rubber and plastics; ball mills (light); wood-working machines (gang saws, lathes); billet rolling mills ^{c, d} ; lifting gear; single cylinder piston pumps.
Heavy shocks	Excavators (bucket wheel drives); bucket chain drives; sieve drives; power shovels; ball mills (heavy); rubber kneaders; crushers (stone, ore); foundry machines; heavy distribution pumps; rotary drills; brick presses; de-barking mills; peeling machines; cold strip ^{c, e} ; briquette presses; breaker mills.
^a Nominal torque = maximum cutting, pressing or stamping torque. ^b Nominal torque = maximum starting torque. ^c Nominal torque = maximum rolling torque. ^d Torque from current limitation. ^e K_A up to 2,0 because of frequent strip cracking.	

Figura 3.24 Clasificación del órgano conducido

Con ayuda de la tabla B.2 se caracteriza al órgano o elemento conductor, es decir, aquel elemento o máquina del que la transmisión recibirá la potencia. Con la ayuda de la tabla B.3 se caracteriza al elemento conducido, es decir, el elemento al que la transmisión comunicará un movimiento.

Cálculo de K_V

Para el cálculo del factor K_V , la norma ISO 6336 propone tres métodos diferentes. En esta guía se explicará con mayor detalle cómo aplicar el método C puesto que resulta válido en la mayoría de las situaciones que se presentan en el diseño industrial de engranajes y además resulta mucho más simple en su aplicación que los otros dos métodos posibles.

El método A en realidad no es un método como tal. La norma en ese apartado dice que no es necesario calcular el valor de este factor si de modo experimental se miden los efectos que con este factor se tienen en cuenta. En el método B la hipótesis de cálculo que se hace es considerar a la pareja de ruedas dentadas como un sistema masa-resorte. Se señala además que en este método no se reflejan las influencias debidas a vibración torsional.

A continuación se señalan cuáles son las restricciones que impedirían aplicar el método C de para calcular el factor K_V . En esos supuestos, se debe acudir a la versión íntegra de la norma para conocer cómo aplicar el método adecuado a la situación de cálculo. Las restricciones son:

- ✓ La velocidad de trabajo se encuentra en el rango subcrítico.
- ✓ En el caso de engranajes helicoidales, el ángulo de hélice ha de ser inferior a 30° .
- ✓ El numero de dientes del piñón ha de ser inferior a 50, es decir, $z_1 < 50$.

Para calcular el factor debemos distinguir entre dos posibles situaciones:

- Engranajes rectos o engranajes helicoidales con un grado de solapamiento $\varepsilon_\beta \geq 1$:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{v \cdot z_1}{100} K_3 \sqrt{\frac{u^2}{(1 + u^2)}}$$

Donde:

- K_1 y K_2 se obtienen de la tabla que se muestra a continuación.
- v es el valor de la velocidad en el diámetro primitivo expresada en m/s.
- K_A es el factor de aplicación.
- b es el ancho de cara expresado en mm.
- F_t es la componente tangencial de la fuerza a que está sometida el diente expresada en N.
- u es la relación de transmisión.

Table 7 — Values of factors K_1 and K_2 for calculation of K_{V-C} , by Equation (36)

	K_1 Accuracy grades as specified in ISO 1328-1										K_2 All accuracy grades
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Spur gears	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Helical gears	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Figura 3.25 Selección del los factores K_1 y K_2

El valor de K_3 se obtiene de la siguiente ecuación:

- Si $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} \leq 0,2 \Rightarrow K_3 = 2,0$
- Si $\frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} > 0,2 \Rightarrow K_3 = -0,357 \frac{v \cdot z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{(1+u^2)}} + 2,071$

Si $K_A \frac{F_t}{b}$ es menor que 100 N/mm, este valor se debe hacer valer 100 N/mm.

- Engranajes helicoidales con un grado de solapamiento $\varepsilon_\beta < 1$:

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta})$$

Donde $K_{V\alpha}$ y $K_{V\beta}$ se calculan como se muestra a continuación:

Cálculo de $K_{V\alpha}$

Se debe emplear la siguiente expresión:

$$K_V = (f_F K_{350} N) + 1$$

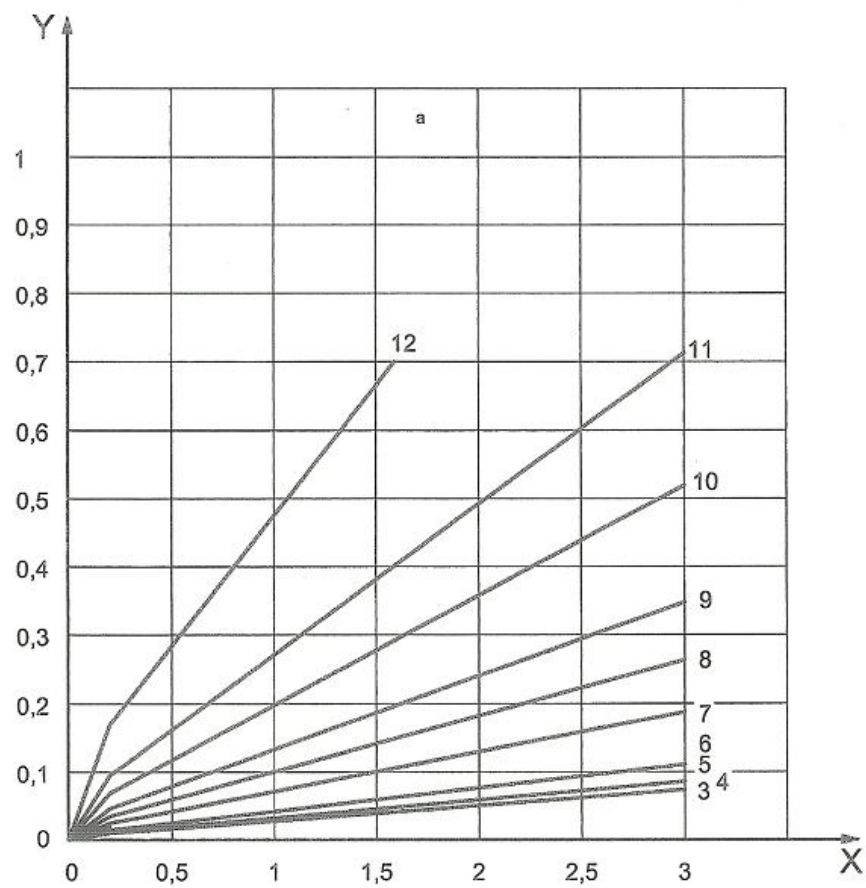
Donde:

- ✓ f_F se obtiene de la tabla 6.
- ✓ $(K_{350} N)$ se obtiene de la figura 6.

Table 6 — Load correction factor f_F for spur gears

Gear accuracy grade ^a	Load correction factor f_F							
	$(F_t K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,61	1,18	1	0,93	0,86	0,83	0,81	0,80
4	1,81	1,24	1	0,90	0,82	0,77	0,75	0,73
5	2,15	1,34	1	0,86	0,74	0,67	0,65	0,62
6	2,45	1,43	1	0,83	0,67	0,59	0,55	0,51
7	2,73	1,52	1	0,79	0,61	0,51	0,47	0,43
8	2,95	1,59	1	0,77	0,56	0,45	0,40	0,35
9	3,09	1,63	1	0,75	0,53	0,41	0,36	0,31
10	3,22	1,67	1	0,73	0,50	0,37	0,32	0,27
11	3,30	1,69	1	0,72	0,48	0,35	0,30	0,24
12	3,37	1,71	1	0,72	0,47	0,33	0,27	0,22
NOTE Interpolate for intermediate values.								
^a Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.								

Figura 3.26 Factor de corrección de carga para engranajes rectos



Key

X $(v z_1 / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}$

Y $K_{350} N$

a Gear accuracy in accordance with ISO 1328-1, spur gears.

Figure 6 — Value of $K_{350} N$ for spur gears

Figura 3.27 Selección de $K_{350} N$ para engranajes rectos

Cálculo de $K_{V\beta}$

Se debe emplear la siguiente expresión:

$$K_{V\beta} = (f_F K_{350} N) + 1$$

Donde:

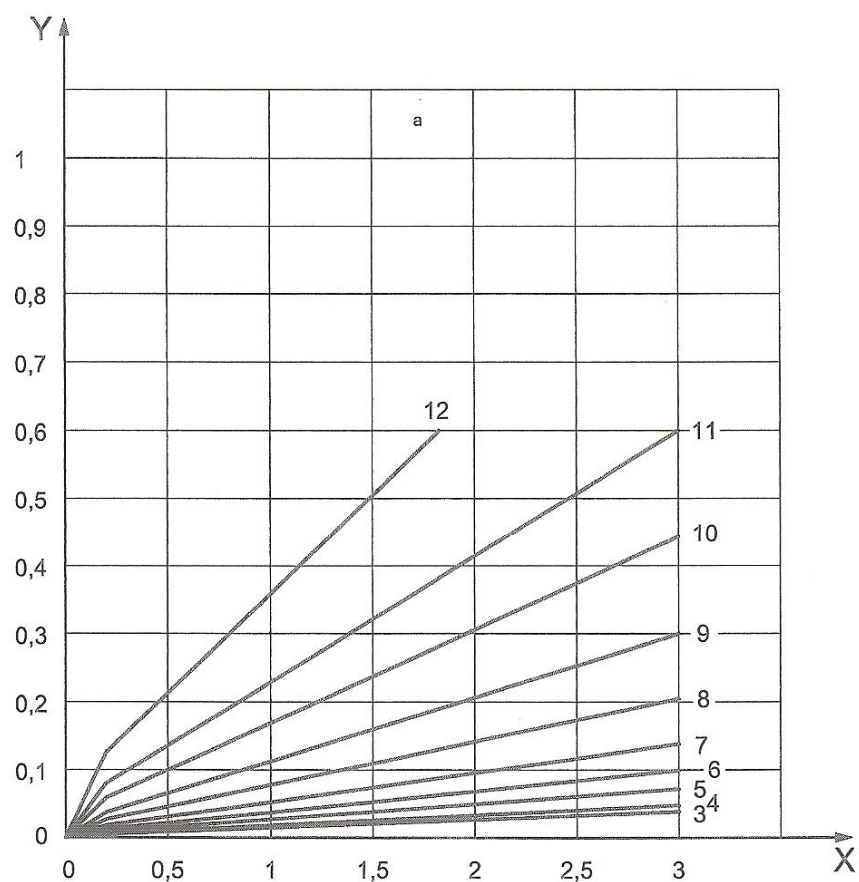
- ✓ f_F se obtiene de la tabla 5.
- ✓ $(K_{350} N)$ se obtiene de la figura 5.

ISO 6336-1:2006(E)

Table 5 — Load correction factor f_F for helical gears

Gear accuracy grade ^a	Load correction factor f_F							
	$(F_t K_A)/b$ N/mm							
	≤ 100	200	350	500	800	1 200	1 500	2 000
3	1,96	1,29	1	0,88	0,78	0,73	0,70	0,68
4	2,21	1,36	1	0,85	0,73	0,66	0,62	0,60
5	2,56	1,47	1	0,81	0,65	0,56	0,52	0,48
6	2,82	1,55	1	0,78	0,59	0,48	0,44	0,39
7	3,03	1,61	1	0,76	0,54	0,42	0,37	0,33
8	3,19	1,66	1	0,74	0,51	0,38	0,33	0,28
9	3,27	1,68	1	0,73	0,49	0,36	0,30	0,25
10	3,35	1,70	1	0,72	0,47	0,33	0,28	0,22
11	3,39	1,72	1	0,71	0,46	0,32	0,27	0,21
12	3,43	1,73	1	0,71	0,45	0,31	0,25	0,20
NOTE Interpolate for intermediate values.								
^a Gear accuracy grade in accordance with ISO 1328-1.								

Figura 3.28 Factor de corrección de carga para engranajes helicoidales



Key

X $(v z_1 / 100) \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}$

Y $K_{350} N$

a Gear accuracy in accordance with ISO 1328-1, helical gears.

Figure 5 — Values of $K_{350} N$ for helical gears with $\varepsilon_\beta \geq 1$

Figura 3.29 Selección de $K_{350} N$ para engranajes helicoidales

Cálculo de $K_{F\beta}$

El factor $K_{F\beta}$ tiene en cuenta el efecto de la desigual distribución de carga a lo largo del ancho de cara sobre la tensión que se genera en la base del diente. Depende de los mismos factores que $K_{H\beta}$ pero además depende de la relación b/h que existe entre el ancho de cara del engranaje (b) y la profundidad del diente (h).

Para determinar su valor se empleará la siguiente ecuación:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}$$

Donde:

- $K_{H\beta}$ se corresponde con el factor calculado anteriormente.
- N_F se calcula del siguiente modo:

$$N_F = \frac{\left(b/h\right)^2}{1 + b/h + \left(b/h\right)^2} = \frac{1}{1 + h/b + \left(h/b\right)^2}$$

(Con b y h expresados en mm)

El valor que se debe emplear en la relación b/h es el menor de los valores de b_1/h_1 y b_2/h_2 , es decir, el menor de los valores de b/h para rueda y para piñón . Cuando $b/h < 3$ se debe sustituir b/h por 3.

Cálculo de $K_{F\alpha}$

El factor $K_{F\alpha}$ tiene en cuenta el efecto de una distribución no uniforme de la carga entre los diferentes dientes que pueden estar en contacto simultáneamente al engranar una pareja de ruedas dentadas.

La norma comenta la existencia de dos métodos fundamentales. En el primero de ellos, denominado método A, se dice que se puede llevar a cabo un ensayo en el que se tiene en cuenta en los resultados todos los factores de influencia y en ese caso nuestro factor toma valor 1. El método B es el único que explica cómo obtener un valor numérico a partir de ciertos cálculos que a continuación se explicarán.

El método B asume que la diferencia media entre los círculos primitivos de rueda y piñón es el parámetro más influyente en la distribución de la carga.

Para el cálculo del factor $K_{F\alpha}$ se deben distinguir dos posibles situaciones:

✚ Engranajes con una valor de $\varepsilon_\gamma \leq 2$ ($\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$)

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \left(0,9 + 0,4 \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b} \right)$$

✚ Engranajes con una valor de $\varepsilon_\gamma > 2$ ($\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$)

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb} - y_\alpha)}{F_{tH}/b}}$$

Donde:

- $c_{\gamma\alpha}$ es la rigidez del cubo del engranaje expresada en $N/mm \cdot \mu m$.

Cálculo de $c_{\gamma\alpha}$

Para el cálculo de $c_{\gamma\alpha}$ se debe verificar que $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ y que $\beta \leq 30^\circ$. Si se cumple lo anterior:

$$c_{\gamma\alpha} = c'(0,75\varepsilon_\alpha + 0,25)$$

Donde:

- ε_α es el grado de recubrimiento de la pareja de ruedas dentadas.
- c' se calcula del siguiente modo:

$$c' = c'_{th} C_M C_R C_B \cos(\beta)$$

Donde:

- $C_M = 0,8$
- $c'_{th} = \frac{1}{q'}$

Donde q' es el valor mínimo de flexibilidad para un par de dientes en contacto:

$$q' = C_1 + \frac{C_2}{z_{n1}} + \frac{C_3}{z_{n2}} + C_4 x_1 + \frac{C_5 x_1}{z_{n1}} + C_6 x_2 + \frac{C_7 x_2}{z_{n2}} + C_8 x_1^2 + C_9 x_2^2$$

Donde:

- Los coeficientes C_1 a C_9 se obtienen de la siguiente tabla:

Table 9 — Coefficients for Equation (82)

C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
0,047 23	0,155 51	0,257 91	-0,006 35	-0,116 54	-0,001 93	-0,241 88	0,005 29	0,001 82

Figura 3.30 Valor de los coeficientes C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , C_5 , C_6 , C_7 , C_8 y C_9 .

- z_{ni} es el número virtual de dientes de rueda o piñón.
- x_i es el factor de corrección del perfil de rueda o de piñón.

- $C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/b)}{5e^{s_R/5m_n}}$

Donde:

- Cuando $b_s/b < 0,2 \Rightarrow b_s/b = 0,2$
- Cuando $b_s/b > 1,2 \Rightarrow b_s/b = 1,2$

- Cuando $s_R/m_n < 1 \Rightarrow s_R/m_n = 1$

Siendo b_s el espesor del cuerpo del engranaje.

- $C_B = [1,0 + 0,5(1,25 - h_{fp}/m_n)][1,0 - 0,02(20^\circ - \alpha_{pn})]$

Donde:

- h_{fp} es el dedendo del engranaje expresado en *mm*.
- m_n es el módulo normal del engranaje expresado en *mm*.
- α_{pn} es el ángulo de presión normal del engranaje.

- β es el ángulo de hélice.

- y_α es el factor de ajuste por puesta en servicio, se expresa en μm y a continuación se explicará cómo calcularlo.

Cálculo de y_α

Para calcular y_α se debe distinguir según el material en que están fabricadas las ruedas dentadas. Las distintas nomenclaturas empleadas para designar cada material son las siguientes:

- St: acero normalizado forjado de bajo contenido en carbono
- V: aleaciones de acero templado revenido y forjado.
- GGG (perl., bai.): acero nodular procedente de colada.
- GTS (perl.): fundiciones negras.
- Eh: acero cementado y forjado.
- IF: acero forjado endurecido con llama o por inducción.
- GG: acero gris procedente de colada.
- GGG (ferr.): acero nodular procedente de colada.
- NT (nitr.): acero nitrurado.
- NV (nitr.): acero nitrurado templado y revenido.
- NV (nitrocar.): acero nitrocarburado templado y revenido.

De este modo:

- Para St, V, GGG (perl.bai.) y GTS (perl.):

$$y_{\alpha} = \frac{160}{\sigma_{Hlim} f_{pb}}$$

Donde:

- ✓ σ_{Hlim} es el valor de referencia de la tensión admisible expresado en N/mm^2 y tiene en cuenta la influencia del material, del tratamiento térmico, de la rugosidad superficial... Se calcula más adelante en una sección específica destinada a ello.
- ✓ Para $v \leq 5 m/s \Rightarrow$ *nohay restricción*
- ✓ Para $5 m/s < v \leq 10 m/s \Rightarrow$ *el valor límite de y_{α} es $\frac{12800}{\sigma_{Hlim}}$ que se corresponde con $f_{pb} = 80\mu m$*
- ✓ Para $v > 10 m/s \Rightarrow$ *el valor límite de y_{α} es $\frac{6400}{\sigma_{Hlim}}$ que se corresponde con $f_{pb} = 40\mu m$*

Siendo v la velocidad tangencial en el círculo primitivo expresada en m/s .

- Para GG y GGG (ferr.):

$$y_{\alpha} = 0,275 f_{pb}$$

Donde:

- ✓ Para $v \leq 5 m/s \Rightarrow$ *nohay restricción*
- ✓ Para $5 m/s < v \leq 10 m/s \Rightarrow$ *el valor límite de y_{α} es $22\mu m$ que se corresponde con $f_{pb} = 80\mu m$*
- ✓ Para $v > 10 m/s \Rightarrow$ *el valor límite de y_{α} es $11\mu m$ que se corresponde con $f_{pb} = 40\mu m$*

- Para Eh, IF, NT (nitr.) y NV (nitrocar.): para todas las velocidades pero con la restricción de que el límite superior de y_{α} es $3 \mu m$ cuando $f_{pb} = 40\mu m$.

$$y_{\alpha} = 0,075 f_{pb}$$

Cuando los materiales con los que se fabricaron rueda y piñón son distintos:

$$y_{\alpha} = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2}$$

- b es el ancho de cara del engranaje expresado en mm .
- f_{pb} es la mayor desviación del círculo primitivo de rueda o de piñón expresado en μm .

Existe una limitación o excepción en el cálculo del factor $K_{F\alpha}$.

Si $K_{F\alpha} > \frac{\varepsilon_{\gamma}}{0,25\varepsilon_{\alpha}+0,75}$ entonces se debe sustituir $K_{F\alpha}$ por $\frac{\varepsilon_{\gamma}}{0,25\varepsilon_{\alpha}+0,75}$ y cuando $K_{F\alpha} < 1$ se debe tomar como valor de $K_{F\alpha} = 1$.

3.4.3 Cálculo de la tensión admisible de flexión, σ_{FGi}

Para obtener la tensión admisible de flexión en la base del diente se debe emplear la siguiente expresión:

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X$$

Donde:

- σ_{Flim} es el valor de referencia de la tensión admisible y tiene en cuenta la influencia del material, del tratamiento térmico, de la rugosidad superficial...
- Y_{ST} es el factor de corrección de la tensión y está relacionado con las dimensiones de los engranajes de referencia que se emplean en los test.
- Y_{NT} es el factor de vida para la tensión en la base del diente y está relacionado con las dimensiones de los engranajes de referencia que se emplean en los test para tener en cuenta la mayor capacidad de carga un número limitado de ciclos.
- $Y_{\delta relT}$ es el factor relativo de sensibilidad de la entalla.

- Y_{RelT} es el factor relativo de superficie y tiene en cuenta la influencia de la rugosidad superficial en el radio de acuerdo del diente.
- Y_X es el factor de tamaño y está relacionado con la resistencia en la base del diente. Se usa para tener en cuenta la influencia de las dimensiones del diente en la resistencia a flexión del diente.

Cálculo de $\sigma_{Flím}$

El valor de σ para un material dado se considera como el mayor valor de la tensión de contacto para el cual el material resiste al menos $2 \cdot 10^6$ ciclos y hasta $5 \cdot 10^7$ ciclos. La norma ISO 6336 en su parte 5 provee información de los materiales más comúnmente usados, los tratamientos térmicos más empleados y la influencia de la calidad del engranaje en los valores de σ como resultado de una serie de ensayos de engranajes normalizados.

De este modo, para obtener el valor de σ se debe operar de la siguiente manera:

1. Se ha de localizar el material con el que está fabricado el engranaje, o el más similar, dentro los que se ofrecen en las siguientes tablas y obtener el valor de los coeficientes A y B junto con el valor de la dureza superficial (HBW o HV). A modo de ayuda a la hora de determinar la calidad del material, en la norma se comenta que se suele elegir calidad MQ.
2. Una vez que se ha obtenido el valor de los coeficientes, el valor de σ se obtiene sustituyendo los valores obtenidos de las tablas en la siguiente expresión:

$$\sigma = A \cdot x + B$$

en donde “x” es el valor de la dureza superficial.

Table 1 — Calculation of $\sigma_{H \text{ lim}}$ and $\sigma_{F \text{ lim}}$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness
1	Normalized low carbon steels/cast steels ^a	contact	wrought normalized low carbon steels	St	1 a)	ML/MQ ME	1,000 1,520	190 250	HBW	110 110	210 210
2			cast steels	St (cast)	1 b)	ML/MQ ME	0,986 1,143	131 237	HBW	140 140	210 210
3											
4											
5		bending	wrought normalized low carbon steels	St	2 a)	ML/MQ ME	0,455 0,386	69 147	HBW	110 110	210 210
6			cast steels	St (cast)	2 b)	ML/MQ ME	0,313 0,254	62 137	HBW	140 140	210 210
7											
8											
9	Cast iron materials	contact	black malleable cast iron	GTS (perl.)	3 a)	ML/MQ ME	1,371 1,333	143 267	HBW	135 175	250 250
10			nodular cast iron	GGG	3 b)	ML/MQ ME	1,434 1,500	211 250	HBW	175 200	300 300
11											
12			grey cast iron	GG	3 c)	ML/MQ ME	1,033 1,465	132 122	HBW	150 175	240 275
13											
14											
15		bending	black malleable cast iron	GTS (perl.)	4 a)	ML/MQ ME	0,345 0,403	77 128	HBW	135 175	250 250
16			nodular cast iron	GGG	4 b)	ML/MQ ME	0,350 0,380	119 134	HBW	175 200	300 300
17											
18			grey cast iron	GG	4 c)	ML/MQ ME	0,256 0,200	8 53	HBW	150 175	240 275
19											
20											
21	Through hardened wrought steels ^b	contact	carbon steels	V	5	ML	0,963	283	HV	135	210
22						MQ	0,925	360		135	210
23						ME	0,838	432		135	210
24			alloy steels	V	5	ML	1,313	188	HV	200	360
25						MQ	1,313	373		200	360
26						ME	2,213	260		200	390
27		bending	carbon steels	V	6	ML	0,250	108	HV	115	215
28						MQ	0,240	163		115	215
29						ME	0,283	202		115	215
30			alloy steels	V	6	ML	0,423	104	HV	200	360
31						MQ	0,425	187		200	360
32						ME	0,358	231		200	390

Figura 3.31 Obtención del factor $\sigma_{F \text{ lim}}$

No.	Material	Stress	Type	Abbreviation	Fig.	Quality	A	B	Hardness	Min. hardness	Max. hardness
33	Through hardened cast steels	contact	carbon steels	V	7	ML/MQ	0,831	300	HV	130	215
34				(cast)		ME	0,951	345		130	215
35			alloy steels	V	7	ML/MQ	1,276	298	HV	200	360
36				(cast)		ME	1,350	356		200	360
37		bending	carbon steels	V	8	ML/MQ	0,224	117	HV	130	215
38				(cast)		ME	0,286	167		130	215
39			alloy steels	V	8	ML/MQ	0,364	161	HV	200	360
40				(cast)		ME	0,356	186		200	360
41	Case hardened wrought steels ^c	contact		Eh	9	ML	0,000	1 300	HV	600	800
42						MQ	0,000	1 500		660	800
43						ME	0,000	1 650		660	800
44		bending	core hardness: ≥ 25 HRC, lower	Eh	10	ML	0,000	312	HV	600	800
45						MQ	0,000	425		660	800
46							0,000	461		660	800
47							0,000	500		660	800
48							ME	0,000		525	660
49	Flame or induction hardened wrought and cast steels	contact		IF	11	ML	0,740	602	HV	485	615
50						MQ	0,541	882		500	615
51						ME	0,505	1 013		500	615
52		bending		IF	12	ML	0,305	76	HV	485	615
53						MQ	0,138	290		500	570
54							0,000	369		570	615
55						ME	0,271	237		500	615
56	Nitrided wrought steels/nitriding steels ^d /through hardening steels ^b nitrided	contact	nitriding steels (a)	NT (nitr.)	13 a)	ML	0,000	1 125	HV	650	900
57						MQ	0,000	1 250		650	900
58						ME	0,000	1 450		650	900
59		bending	through hardening steels (b)	NV (nitr.)	13 b)	ML	0,000	788	HV	450	650
60						MQ	0,000	998		450	650
61						ME	0,000	1 217		450	650
62			nitriding steels (a)	NT (nitr.)	14 a)	ML	0,000	270	HV	650	900
63						MQ	0,000	420		650	900
64						ME	0,000	468		650	900
65			through hardening steels (b)	NV (nitr.)	14 b)	ML	0,000	258	HV	450	650
66						MQ	0,000	363		450	650
67						ME	0,000	432		450	650
68	wrought steels nitro-carburized ^e	contact	through hardening steels	NV (nitro-car.)	15	ML	0,000	650	HV	300	650
69						MQ/ME	1,167	425		300	450
70							0,000	950		450	650
71		bending	through hardening steels	NV (nitro-car.)	16	ML	0,000	224	HV	300	650
72						MQ/ME	0,653	94		300	450
73							0,000	388		450	650
^a	In accordance with ISO 4948-2.										
^b	In accordance with ISO 683-1.										
^c	In accordance with ISO 683-11.										
^d	In accordance with ISO 683-10.										
^e	In accordance with ISO 683-1, ISO 683-10 or ISO 683-11.										

Figura 3.32 Obtención del factor σ_{Flim} (continuación)

Cálculo de Y_{ST}

Los valores límite para la tensión en la base del diente para los materiales, de acuerdo con la parte cinco de la norma ISO 6336, se obtuvieron en una serie de test en los que se emplearon engranajes de referencia para los cuales $Y_{ST} = 2$ o se recalcularon los resultados para ese valor del factor. De este modo el valor del factor es siempre $Y_{ST} = 2$.

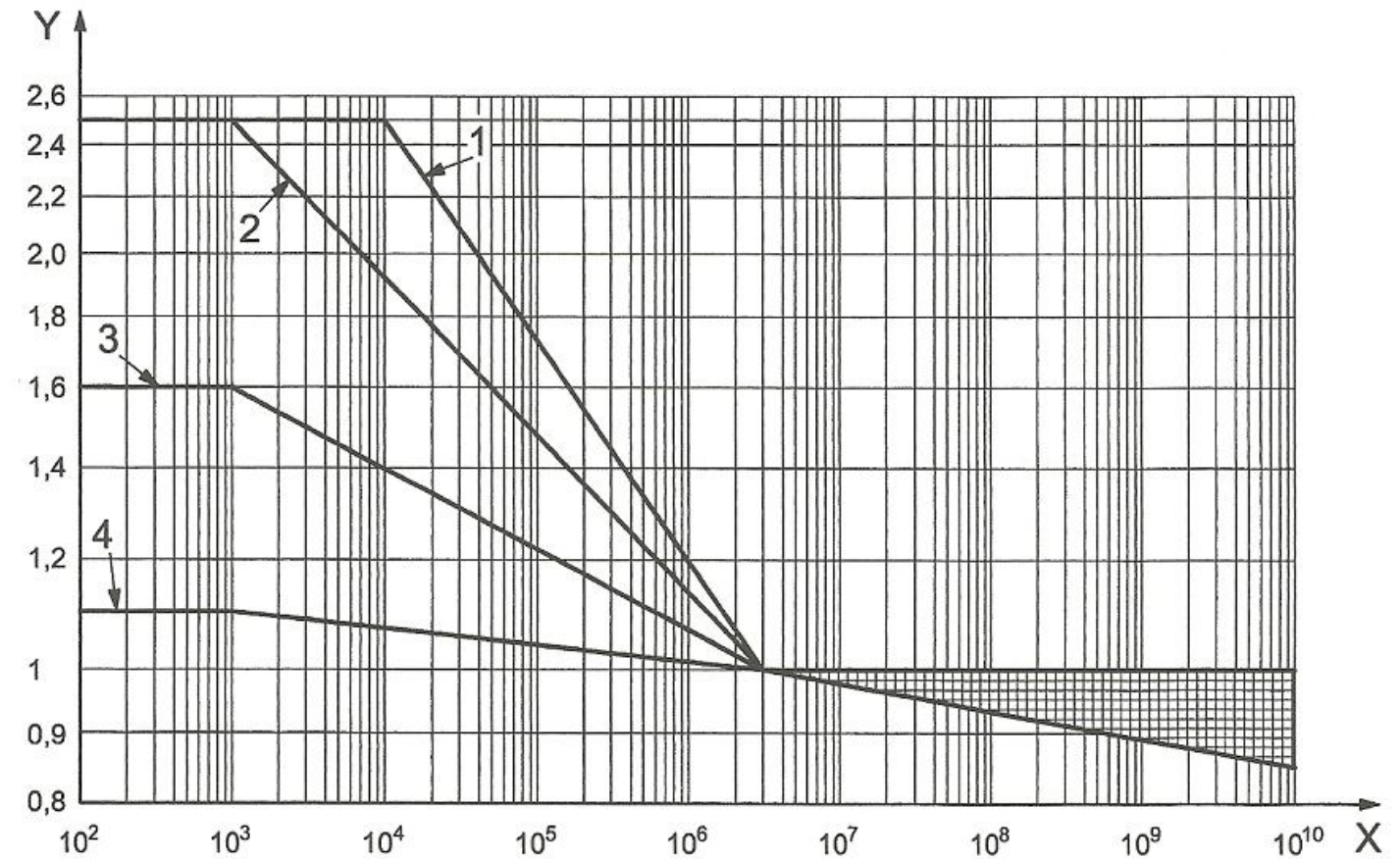
Cálculo de Y_{NT}

Para calcular el factor Y_{NT} se debe identificar a cuál de los cuatro grupos que a continuación se explican pertenece el material con el que se ha fabricado el engranaje. A continuación, se busca en la gráfica que se muestra en la figura 32 la curva correspondiente al grupo seleccionado y de ese modo fijando el número de ciclos de trabajo que se quiere que soporte nuestro engranaje (eje X de la gráfica) se obtiene el valor del factor Y_{NT} en el eje Y.

Los cuatro posibles grupos de materiales son:

- Grupo 1: Dentro del grupo 1 quedan englobados los siguientes materiales:
 - St: acero normalizado forjado de bajo contenido en carbono
 - V: aleaciones de acero templado revenido y forjado.
 - GGG (perl., bai.): acero nodular procedente de colada.
 - GTS (perl.): fundiciones negras.
- Grupo 2: Dentro del grupo 2 quedan englobados los siguientes materiales:
 - Eh: acero cementado y forjado.
 - IF (root): acero forjado endurecido con llama o por inducción.
- Grupo 3: En este grupo se engloban los siguientes materiales:
 - GG: acero gris procedente de colada.
 - GGG (ferr.): acero nodular procedente de colada.
 - NT: acero nitrurado.

- NV (nitr.): acero nitrurado templado y revenido.
- Grupo 4: En este grupo sólo se contempla:
 - NV (nitrocar.): acero nitrocarburado templado y revenido.



Key

X number of load cycles, N_L

Y life factor, Y_{NT}

1 GTS (perl.), St, V, GGG (perl. bai.)

2 Eh, IF (root)

3 NT, NV (nitr.), GGG (ferr.), GG

4 NV (nitrocar.)

Figura 3.33 Factor Y_{NT}

Cálculo de $Y_{\delta relT}$

El cálculo de $Y_{\delta relT}$ se puede llevar a cabo empleando la siguiente ecuación:

$$Y_{\delta relT} = \frac{Y_{\delta}}{Y_{\delta T}} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \chi_T^*}}$$

Donde:

- χ^* es el gradiente relativo de tensión y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\chi^* = \chi_P^* (1 + 2q_S)$$

✓ Donde $\chi_P^* = \frac{1}{5}$

- ρ' es el espesor de la capa de deslizamiento y se obtiene de la siguiente tabla en función del material

Table 2 — Values for slip-layer thickness ρ'

Item	Material ^a	ρ' [mm]
1	GG $\sigma_B = 150 \text{ N/mm}^2$	0,312 4
2	GG, GGG (ferr.); $\sigma_B = 300 \text{ N/mm}^2$	0,309 5
3	NT, NV; for all hardness	0,100 5
4	St; $\sigma_S = 300 \text{ N/mm}^2$	0,083 3
5	St; $\sigma_S = 400 \text{ N/mm}^2$	0,044 5
6	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 500 \text{ N/mm}^2$	0,028 1
7	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_S = 600 \text{ N/mm}^2$	0,019 4
8	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 800 \text{ N/mm}^2$	0,006 4
9	V, GTS, GGG (perl. bai.); $\sigma_{0,2} = 1000 \text{ N/mm}^2$	0,001 4
10	Eh, IF (root); for all hardness	0,003 0

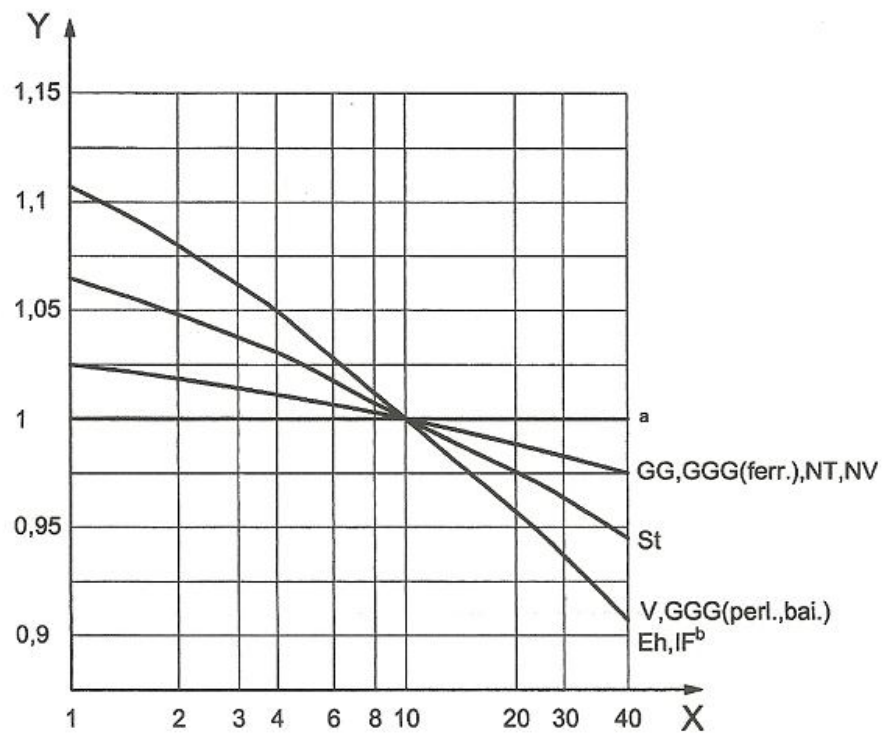
^a See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

Figura 3.34 Espesor de la capa de deslizamiento

- El valor de χ_T^* se obtiene sustituyendo en la ecuación del cálculo de χ^* , q_s por $q_{sT} = 2,5$.

Cálculo de Y_{RelT}

El valor del factor Y_{RelT} se obtiene de la gráfica que se muestra a continuación, en función de la rugosidad superficial R_z expresada en μm de nuestra rueda dentada y del material en que esté fabricada.



Key

X roughness, R_z , μm

Y relative surface factor, Y_{RelT}

NOTE See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

^a For static stress and all materials.

^b (root).

Figure 14 — Relative surface factor, Y_{RelT}

Figura 3.35 Factor Y_{RelT}

Cálculo de Y_X

El valor del factor Y_X se obtiene de la siguiente gráfica como función del módulo de la rueda dentada expresado en *mm*, del material y del tratamiento térmico. Los diferentes materiales y tratamientos térmicos y las siglas empleadas para denominarlos son las ya empleadas anteriormente.

Los valores que se recogen en la gráfica están basados en ensayos llevados a cabo sobre engranajes estándar de diferentes dimensiones y con diferentes valores de la resistencia a flexión.

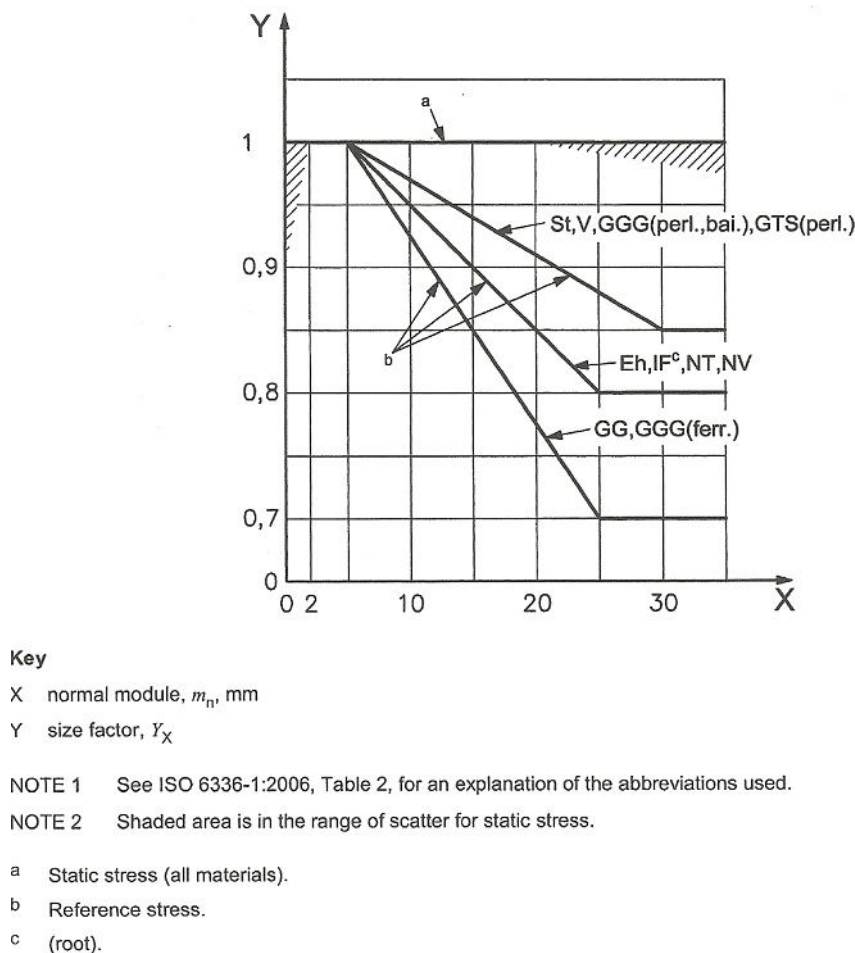


Figure 15 — Size factor, Y_X , for tooth bending strength

Figura 3.36 Factor de tamaño Y_X

4 Disengrain

4.1 Introducción

En este capítulo se muestra la solución propuesta a la necesidad que dio lugar a este proyecto. Para ello, en primer lugar se describirá la aplicación, su campo de aplicación y las fases de diseño que han sido necesarias. A continuación se emplearán los resultados obtenidos con ayuda de un software comercial como medio para probar la bondad de los resultados obtenidos por medio de la aplicación desarrollada. En último lugar se presenta un manual de usuario de la aplicación DISENGRAIN.

4.2 ¿Qué es Disengrain?

Disengrain es una aplicación informática de diseño de engranajes desarrollada en lenguaje Visual Basic que aplica la norma ISO 6336. El objetivo fundamental que se persigue con esta aplicación es de tipo didáctico. Se pretende dotar al alumno de una herramienta que le facilite el conocimiento y aprendizaje de la norma ISO 6336.

El programa permite obtener el coeficiente de seguridad de una transmisión por medio de ruedas dentadas cilíndricas frente a los dos modos de fallo más probables en transmisiones industriales: fallo por flexión en la base del diente y fallo por picado superficial en el flanco del diente.

Además de los requisitos de cálculo impuestos por la norma ISO 6336, por diversos motivos que a continuación se discuten, se han asumido una serie de hipótesis de cálculo en el desarrollo de la aplicación DISENGRAIN:

- Se supone un historial de cargas constante. Se trata de una hipótesis que rara vez tiene lugar en la práctica pero, suponer un historial variable de cargas supone realizar un desarrollo que no aporta al alumno un mayor conocimiento de la

norma mientras que por el contrario podría llevar a una confusión o pérdida del foco en el proceso de aplicación de la norma.

- El ángulo de presión toma siempre el valor de 20° . Esta hipótesis aunque pudiese parecer muy restrictiva, no lo es tanto. Son dos los motivos por los que se efectúa esta hipótesis de cálculo. En primer lugar, existen diversas normas (por ejemplo, ISO 57-74) en las que para el caso de aplicaciones industriales se recomienda emplear un perfil normalizado en el que el valor del ángulo de presión sea de 20° . En segundo lugar, en diversas secciones de la norma ISO 6336 se facilitan datos y procedimientos de cálculo, en los que, expresamente se dice que si el ángulo de presión toma un valor distinto de 20° se deben efectuar ciertos análisis adicionales para la obtención de los parámetros.
- La aplicación DISENGRAIN no tiene en cuenta el tallado ni el montaje de los engranajes que componen la transmisión analizada.
- La aplicación DISENGRAIN no tiene en cuenta la modificación del adendo.
- No se permite introducir un valor del ángulo de hélice superior a 25° . En la norma se dice que para ángulos de hélice superiores a 25° se deberán validar los resultados de forma experimental. Puesto que la aplicación tiene un carácter eminentemente didáctico, la validación experimental por parte del alumno no es posible.

4.3 Proceso de diseño

En esta sección, se describen y justifican las diferentes etapas y decisiones del proceso de diseño de la aplicación. A diferencia de la sección destinada a ser un manual de usuario de la aplicación, en ésta se detallan las decisiones y conocimientos técnicos que se han visto implicados en el proceso de diseño de la aplicación.

Tras adquirir los conocimientos básicos acerca de Visual Basic 6.0 y adquirir la capacidad de aplicar de forma manual la norma ISO 6336 a cualquier caso práctico, se procedió ya a iniciar el diseño de DISENGRAIN. La primera decisión y probablemente una de las más importantes que se debía tomar era la de determinar cuál sería la estructura de nuestra aplicación y cómo se deseaba que el usuario interactuase con la

aplicación. Después de unos cuantos años en la Universidad y de muchas prácticas a la espalda, uno de los objetivos que más claros se tenían era que se debería lograr que al llegar a la práctica de diseño de engranajes en base a resistencia, el alumno no se tuviese que enfrentar a un programa de aspecto hostil repleto de opciones capaces de generar una sensación de caos que hace olvidar al alumno el objetivo de la práctica. Con la intención de subsanar ese problema se tomó la decisión de que la aplicación estuviese compuesta de múltiples formularios pudiendo en cada uno de ellos elegir entre unos pocos botones la tarea a realizar. De ese modo se eliminaron las barras de menús.

A continuación fue necesario adquirir algunos conocimientos relacionados con la programación orientada a objetos. Con el objetivo de facilitar el proceso de guardado y apertura de archivos, se decidió definir una clase que dispusiera de tantas propiedades como variables se desearan almacenar y seguidamente se creó un objeto de esa clase. De ese modo, el proceso de almacenamiento de un archivo se limita a almacenar el valor de todas las propiedades del objeto. El proceso de apertura de un archivo se reduce a leer desde un archivo, el valor de todas las propiedades del objeto.

En la siguiente etapa se debían decidir las variables que el usuario debía introducir siempre que deseara iniciar un nuevo problema de modo que la transmisión quedase unívocamente definida. Las variables son: potencia transmitida, ancho de cara, módulo normal, geometría de los dientes (rectos/helicoidales), ángulo de hélice (en caso de ser helicoidales), disposición de los dientes de la rueda (interiores/exteriores), número de dientes del piñón, número de dientes de la rueda, régimen de giro de piñón y rueda.

Cuando el usuario introduce los datos que definen a la nueva transmisión y presiona la opción continuar, la aplicación verifica que se cumplen los requisitos impuestos por la norma y en caso de no cumplirse alguno de ellos emite un mensaje de error advirtiéndolo de ello e impide continuar el proceso de cálculo hasta que el usuario modifique los datos introducidos y se cumplan todas las hipótesis de cálculo y restricciones impuestas por la norma ISO 6336.

Si se cumplen todos los requisitos el usuario llega al formulario en el que decide el análisis que desea efectuar o si desea abandonar la aplicación o iniciar un nuevo problema o bien redactar un informe del problema resuelto.

4.4 Verificación de resultados

Tras diseñar la aplicación DISENGRAIN resultaba necesario probar la bondad de los resultados devueltos por ésta. Para ello se compararon los resultados con los obtenidos por medio de un software comercial desarrollado por la compañía KISSsoft AG [14]. La empresa KISSsoft AG desarrolla programas de cálculo para ingenieros y constructores en todo tipo de sectores.

A continuación se muestran en primer lugar los datos que definen el problema y a continuación los resultados que se obtienen por medio de DISENGRAIN y los resultados que proporciona la aplicación comercial. Los resultados que se obtienen por medio de la aplicación comercial se extrajeron de un informe que a modo de ejemplo facilita la compañía en su página web.

Datos de la transmisión

- **Potencia transmitida:** 3.5 kW
- **Ancho de cara:** 14.00 mm
- **Módulo Normal:** 1.5 mm
- **Ángulo de Presión:** 20°
- **Ángulo de hélice:** 25°
- **Número de dientes del piñón:** 16
- **Número de dientes de la rueda:** 43
- **Velocidad de giro del piñón:** 2500.000 rpm
- **Velocidad de giro de la rueda:** 930.200 rpm

Se requiere además una vida mínima de 750h. El material empleado es el mismo en rueda y en piñón y se trata de acero cementado y forjado. Se fija en el enunciado un valor del factor de aplicación K_A de 1.35. El material posee un módulo de Young de 206000 Mpa y un coeficiente de Poisson de 0.3. La rugosidad superficial en el flanco

del diente de rueda y de piñón es la misma y vale 4.8 μm . El lubricante tiene una viscosidad cinemática a 40°C de 700 mm^2/s . Se fija un grado de precisión ISO 8.

	DISENGRAIN		KISS Soft AG	
	Piñón	Rueda	Piñón	Rueda
Picado Superficial				
σ_{Hlim}	1500	1500	1500	1500
Z_{NT}	1,014	1,014	0,975	1,014
Z_L	1,043	1,043	1,096	1,093
Z_V	0,974	0,974	0,974	0,975
Z_R	0,937	0,937	0,937	0,939
Z_W	1,050	1,050	1	1
Z_X	1	1	1	1
σ_{H0}	731,817	731,817	686,65	686,65
Z_B/Z_D	1,116	1	1	1
K_A	1,35	1,35	1,35	1,35
K_V	1,16	1,16	1,051	1,051
$K_{H\beta}$	1,609	1,609	1,968	1,968
$K_{H\alpha}$	1,28	1,28	1,341	1,341
Flexión en la Base				
σ_{Flim}	425	425	430	430
Y_{ST}	2	2	2	2
Y_{NT}	0,95	0,95	0,93	0,949
$Y_{\delta relT}$	0,995	1,002	0,999	0,994
Y_{RrelT}	1,03	1,04	0,957	0,957
Y_X	1	1	1	1
σ_{F0}	131,655	121,884	112,3	113,33
K_A	1,35	1,35	1,35	1,35
K_V	1,16	1,16	1,051	1,051
$K_{F\beta}$	1,442	1,442	1,676	1,676
$K_{F\alpha}$	1,28	1,28	1,341	1,341

Tabla 4.1 Valor de los factores empleando para su obtención software comercial o DISENGRAIN

Como se puede apreciar los resultados obtenidos por medio de la aplicación didáctica DISENGRAIN y los obtenidos con ayuda del software comercial de la compañía Kiss Soft resultan muy parecidos. Teniendo en cuenta que la aplicación comercial tiene en cuenta una serie de factores que DISENGRAIN obvia, tales como modificación del adendo, montaje... se llega a la conclusión de que los resultados obtenidos son completamente satisfactorios.

El valor de los coeficientes de seguridad obtenidos frente los dos fallos analizados con cada uno de las dos aplicaciones se muestran en la siguiente tabla:

	Coeficiente de Seguridad	
	DISENGRAIN	Kiss Soft AG
Picado Superficial	1,037	1,10
Flexión en la Base	2,177	2,14

Tabla 4.2 Valor del coeficiente de seguridad obtenido por las dos aplicaciones

Como se puede observar el valor de los coeficientes de seguridad que se obtiene empleando un software u otro es prácticamente idéntico.

4.5 Manual de usuario

En esta sección se presenta un manual de usuario de la aplicación DISENGRAIN. Para ello se empleará un ejemplo práctico. Se mostrará, paso a paso, cómo obtener los resultados mostrados en la sección anterior de verificación de resultados partiendo desde el momento en el que el usuario inicia la aplicación desde el escritorio de su ordenador.

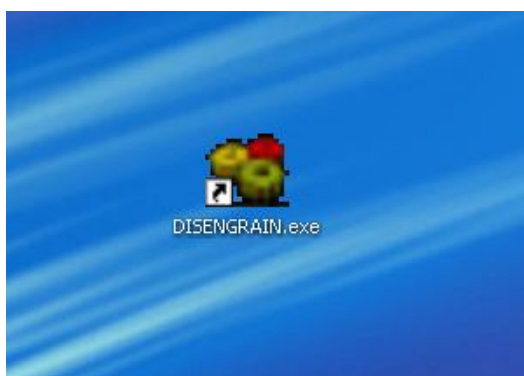


Figura 4.1 Acceso directo a DISENGRAIN

El usuario debe hacer doble click sobre el acceso directo a la aplicación para que se inicie el proceso de carga de la aplicación.



Figura 4.2 Formulario de carga de la aplicación (splash screen)

Tras la carga, el usuario se encuentra en el formulario de “Selección de Proyecto”. En este formulario el usuario debe decidir si desea iniciar un nuevo proyecto o si desea cargar un archivo existente.

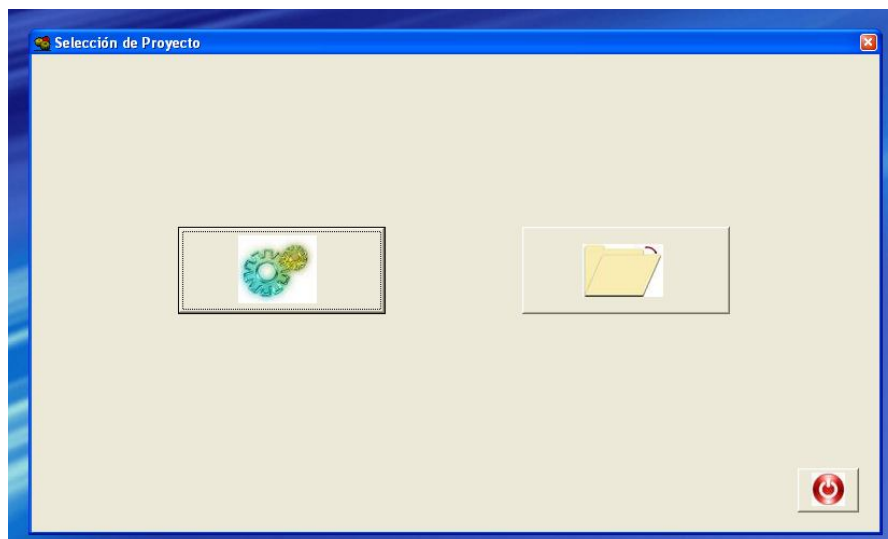


Figura 4.3 Selección de Proyecto

Si decide abrir un proyecto antiguo, deberá elegir el archivo que desea cargar en la clásica ventana de Windows de apertura de un archivo.

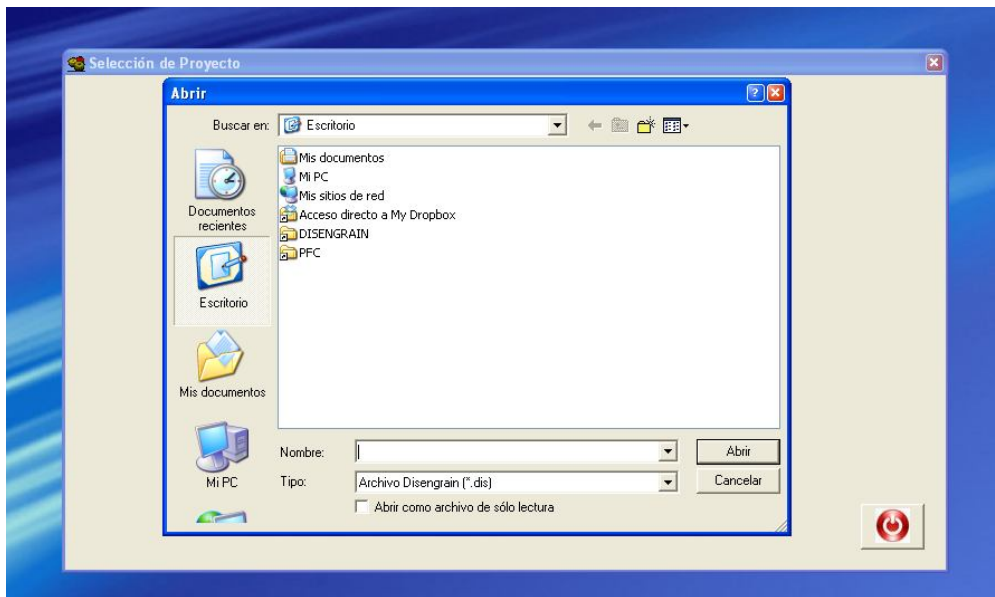


Figura 4.4 Abrir un Proyecto Antiguo

A partir de ahora el proceso es común a cualquiera de las dos opciones que seleccione ya que bien el usuario elija iniciar un proyecto nuevo o bien elija cargar un proyecto antiguo el usuario es dirigido al formulario parámetros de diseño, con la única diferencia que en caso de cargar un archivo antiguo todos los campos se encuentran rellenos. Por lo tanto a partir de ahora, analizaremos el proceso que ha de seguir el usuario que decide iniciar un nuevo proyecto. El menú “Parámetros de Diseño que se le presenta es el siguiente:

Parámetros de Diseño

Por favor, introduzca los siguientes datos:

Potencia transmitida: 3.5 [kW]

Ancho de cara: 14 [mm]

Módulo normal: 1 [mm]

Ángulo de Presión: 20 [°]

Geometría de los dientes:

- ☐ Rectos
- ☒ Helicoidales

Ángulo de hélice: [] [°]

Disposición de los dientes de la rueda:

- ☒ Interiores
- ☐ Exteriores

Número de dientes del piñón: []

Número de dientes de la rueda: []

Régimen de giro:

- ☐ Seleccionar la velocidad de giro del Piñón
- ☒ Seleccionar la velocidad de giro de la Rueda

Velocidad de giro del piñón: [] [rpm]

Velocidad de giro de la rueda: [] [rpm]

Figura 4.5 Parámetros de Diseño

En este menú el usuario debe rellenar todos y cada uno de los campos que se le solicitan en las unidades que se le indican. Cuando el usuario llega al campo módulo normal emerge un formulario como el que se muestra a continuación:

Selección del módulo normal

SERIE DE MÓDULOS NORMALIZADOS

	0,12	0,16	0,25	0,3	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4
Serie I (preferentes)	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50					
Serie II	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75

m_n : 1.5 [mm]

Aceptar Cancelar

Figura 4.6 Selección del Módulo Normal

En el formulario se presenta una tabla con los módulos normalizados más comúnmente empleados. El usuario, debe introducir el módulo normal de su pareja de ruedas dentadas. Si dicho módulo no se encuentra entre los normalizados, al presionar “Aceptar” la aplicación consulta al usuario si desea emplear en sus cálculos dicho módulo a pesar de no encontrarse entre los normalizados.

Parámetros de Diseño

Por favor, introduzca los siguientes datos:

Potencia transmitida: 3.5 [kW]

Ancho de cara: 14 [mm]

Módulo normal: 1.500 [mm]

Ángulo de Presión: 20 [°]

Geometría de los dientes:

- ☐ Rectos
- ☒ Helicoidales

Ángulo de hélice: 25 [°]

Disposición de los dientes de la rueda:

- ☐ Interiores
- ☒ Exteriores

Número de dientes del piñón: 16

Número de dientes de la rueda: 43

Régimen de giro:

- ☒ Seleccionar la velocidad de giro del Piñón
- ☐ Seleccionar la velocidad de giro de la Rueda

Velocidad de giro del piñón: 2500 [rpm]

Velocidad de giro de la rueda: 930.233 [rpm]

Figura 4.7 Formulario “Parámetros de Diseño” completado correctamente

Cuando todo el formulario se encuentra completado el usuario debe presionar el icono “Continuar”. En ese momento, la aplicación verifica que se cumplan todos los requisitos exigidos por la norma y en caso de no ser así, se emite un mensaje que alerta de ello y se impide proseguir con los cálculos hasta que no se modifiquen los datos introducidos.

Si por el contrario se cumplen todos los requisitos e hipótesis de cálculo, el usuario es dirigido al formulario “Menú Principal”.



Figura 4.8 Menú Principal

En este menú el usuario puede seleccionar seis posibles opciones. Si pulsa el icono rojo situado en la esquina inferior derecha, emerge un mensaje preguntando si se desea abandonar la aplicación y se recuerda que en caso de no guardar los datos, éstos se perderán. Si se presiona el botón “Selección de Proyecto” se retorna al formulario de “Selección de Proyecto” preguntando previamente al usuario si desea guardar los datos del proyecto en curso. Si se presiona sobre el icono de guardar, emerge el clásico menú de guardado de archivos de Windows.

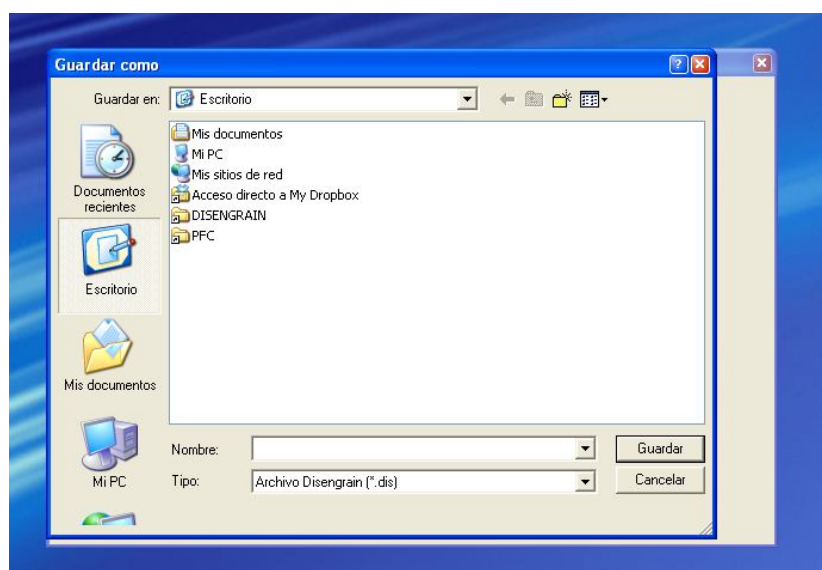


Figura 4.9 Guardar Archivo

A continuación se analizará lo que ocurre cuando el usuario presiona sobre los botones destinados a los análisis y se dejará para el final la presentación de informes. Se inicia la descripción por el análisis de Picado Superficial. Al presionar sobre el botón de “Análisis de Picado Superficial” se dirige al usuario al siguiente formulario:

PICADO SUPERFICIAL

Piñón



σ_{HG} - [MPa]

σ_H - [MPa]

COEFICIENTE DE SEGURIDAD $n_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$ -

Rueda



σ_{HG} - [MPa]

σ_H - [MPa]

COEFICIENTE DE SEGURIDAD $n_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$ -

Menú Principal

Figura 4.10 Menú de Picado Superficial

En este formulario se presenta una imagen del piñón seleccionado en función de la geometría de los dientes y de la disposición de los dientes junto con una imagen que representa el fenómeno de picado superficial. En las esquinas inferiores se encuentran las expresiones de los coeficientes de seguridad de rueda y de piñón y en un recuadro el valor de estos. Mientras no se calcule el valor de alguno de los factores aparecerá un guión. Si el valor del coeficiente de seguridad es inferior a uno aparecerá en color rojo indicando que el diseño no es apto, mientras que si el valor del coeficiente de seguridad es superior a uno el color será verde intentando indicar que el diseño es apto.

Si se pulsa sobre cualquiera de los botones situados bajo las imágenes de piñón y rueda se podrá proceder al cálculo de las tensiones admisibles y reales a que están sometidos piñón y rueda.

Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto

Tensión Admisible de Contacto

$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlím} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$

= [MPa]

$\sigma_{Hlím}$ [MPa]

Z_R

Z_{NT}

Z_W

Z_L

Z_X

Z_V

Figura 4.11 Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto

La lógica de funcionamiento de los menús en los que se procede al cálculo de las tensiones es análoga a la de los menús precedentes. Se muestra la expresión que se emplea para calcular la tensión correspondiente y una serie de botones destinados al cálculo de cada uno de los factores que aparecen en la expresión. Si no se ha calculado el factor, la casilla correspondiente aparece vacía y de lo contrario se visualiza el valor del factor. A continuación se pasa a analizar el cálculo del valor de dos de los factores cuya sistemática de cálculo difiere ligeramente. El resto de los factores se calculan del mismo modo.

Tensión de Referencia en Picado Superficial

MATERIAL	TENSIÓN	TIPO	ABREVIATURA	CALIDAD	A	B	DUREZA	DUREZA MÍNIMA	DUREZA MÁXIMA
Acero cementado y forjado	Contacto		Eh	ML	0	1300	HV	600	800
				MQ	0	1500		660	800
				ME	0	1650		660	800
	Flexión		Eh	ML	0	312	HV	600	800
				MQ	0	425		660	800
					0	461		660	800
					0	500		660	800
				ME	0	525		660	800
Acero endurecido por flameado o por	Contacto		IF	ML	0,74	602	HV	485	615
				MQ	0,541	882		500	615
				ME	0,505	1013		500	615
				MK	0,305	76		485	615
				MQ	0,138	290		500	570
					0	369		570	615

Piñón

Coeficiente A

0

Coeficiente B

1500

Dureza

750

Rueda

Coeficiente A

0

Coeficiente B

1500

Dureza

750

Aceptar

Cancelar

Figura 4.12 Cálculo de la Tensión de Referencia σ_{Hlim} para picado Superficial

Con ayuda de la tabla mostrada y de la barra de desplazamiento se debe identificar en la tabla el material con que se fabricó la rueda dentada, identificar los coeficientes A y B y la dureza y rellenar los campos correspondientes. En todos los formularios destinados al cálculo de factores, si se presiona el botón “Aceptar” la aplicación calcular y almacena el valor del factor mientras que si se presiona el botón “Cancelar” se vuelve al formulario del que se procedía y no se calcula ni almacena ningún valor.

Por ejemplo, si en el caso de la figura 46 se presiona el botón de “Aceptar” se mostraría el siguiente formulario:

Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \text{[MPa]}$$

[MPa]

Figura 4.13 Cálculo del valor de la Tensión de Referencia σ_{Hlim}

El formulario siguiente que se analiza es el asociado al cálculo del factor de duración Z_{NT} . En este caso, se presenta una gráfica, de modo que el usuario debe situarse en el eje X de la gráfica y debe leer en función del material de fabricación el valor del factor en el eje Y. En la esquina superior derecha se muestra un botón de ayuda titulado “Información sobre materiales”. Si se presiona ese botón aparecerá una tabla de explicación que relaciona las abreviaturas de los materiales con los materiales seleccionados.

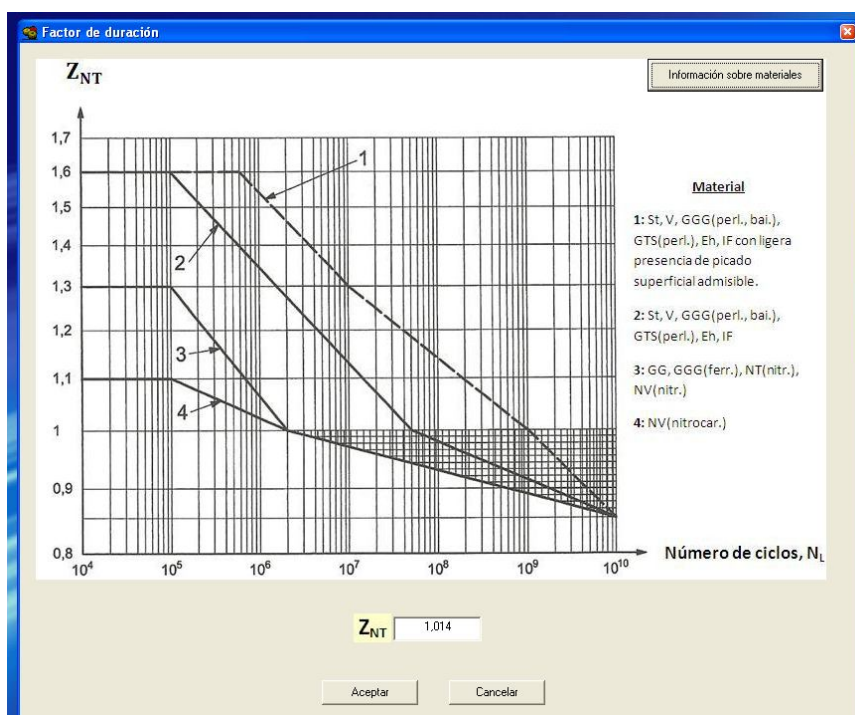


Figura 4.14 Cálculo del factor de duración

Tras obtener el valor del factor y presionar el botón de “Aceptar” se retorna al siguiente formulario:

Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto

Tensión Admisible de Contacto

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlím} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \text{ - } [\text{MPa}]$$

$\sigma_{Hlím}$	1500,000 [MPa]	Z_R	
Z_{NT}	1,014	Z_W	
Z_L		Z_X	1
Z_V			

[Volver](#)

Figura 4.15 Valor calculado del factor de duración

Procediendo de forma análoga con el resto de factores, el aspecto que toma el formulario es el siguiente:

Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto

Tensión Admisible de Contacto

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlím} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = 1521,109 [\text{MPa}]$$

$\sigma_{Hlím}$	1500,000 [MPa]	Z_R	0,937
Z_{NT}	1,014	Z_W	1,050
Z_L	1,043	Z_X	1
Z_V	0,974		

[Volver](#)

Figura 4.16 Cálculo de la Tensión Admisible de Contacto completado

Si se presiona el botón “Volver” se retorna al Menú de Picado Superficial y en él se refleja el valor calculado de la tensión.

The screenshot shows a software window titled "PICADO SUPERFICIAL". It has three main sections: "Piñón" (Pinion) on the left, a central image of a gear mesh, and "Rueda" (Gear) on the right. Each section contains input fields for σ_{HG} and σ_H in [MPa], and a "COEFICIENTE DE SEGURIDAD" (Safety Coefficient) calculated as $n_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$. In this state, all values are zero or dashes.

Componente	σ_{HG} [MPa]	σ_H [MPa]	COEFICIENTE DE SEGURIDAD $n_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$
Piñón	1521,109	-	-
Rueda	-	-	-

Figura 4.17 Valor de la Tensión Admisible de Contacto mostrado en el Menú de Picado Superficial

El resto de la aplicación DISENGRAIN responde a la misma lógica de funcionamiento. Por ese motivo a continuación se muestran una serie de imágenes que reflejan la evolución en el proceso de cálculo de los formularios más relevantes sin relatar el paso a paso de cada formulario pues resultaría pesado y no aporta novedad alguna en lo que se refiere al uso de la aplicación.

This screenshot shows the same software window, but now the pinion's safety coefficient has been calculated and displayed in green. The gear's values remain unchanged.

Componente	σ_{HG} [MPa]	σ_H [MPa]	COEFICIENTE DE SEGURIDAD $n_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$
Piñón	1521,109	1466,447	1,037
Rueda	-	-	-

Figura 4.18 Obtención del coeficiente de seguridad del Piñón frente a Picado Superficial



Figura 4.19 Obtención del coeficiente de seguridad de la Rueda frente a Picado Superficial

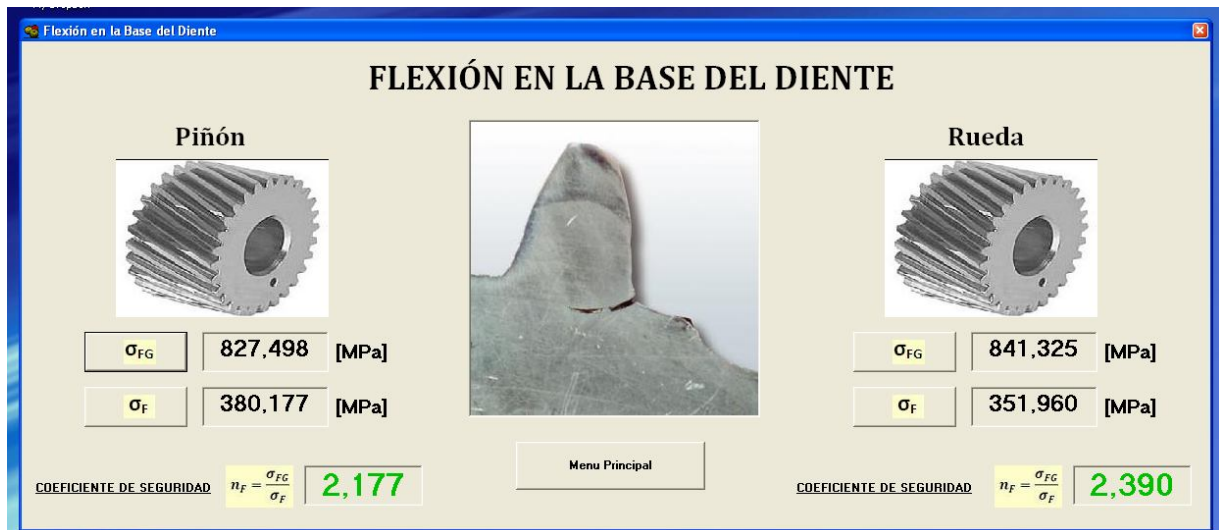


Figura 4.20 Obtención de los coeficientes de seguridad de Rueda y Piñón frente a fallo por Flexión en la Base

El último aspecto que se analizará es la obtención de informes de cálculo. En formulario “Menú Principal” si se presiona el botón de redactar informe se dirige al usuario al siguiente formulario:

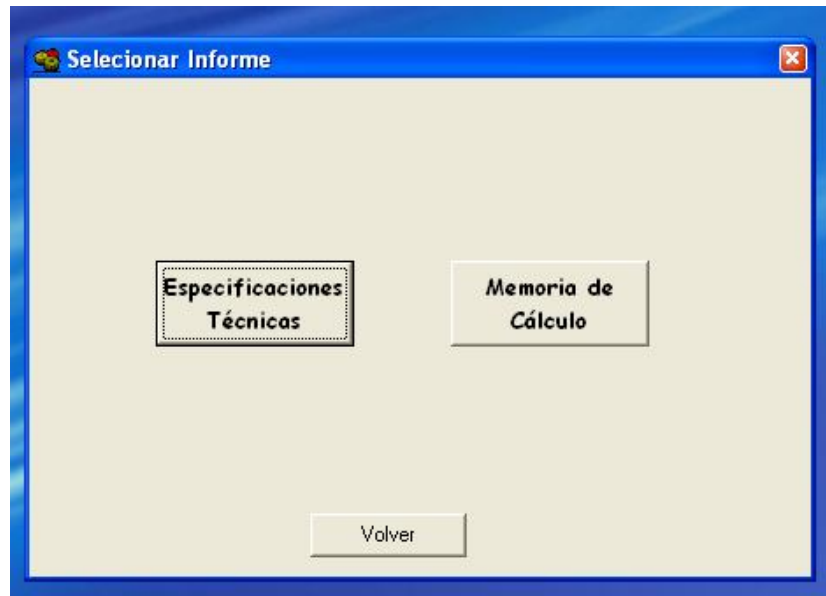


Figura 4.21 Formulario de Selección de Informe

En él se presentan dos opciones: obtener un informe relativo a las especificaciones técnicas de la transmisión o bien obtener una memoria de cálculo en la que se presenta el valor de las tensiones admisibles, reales valor de los coeficientes de seguridad y un resumen con el valor de los factores. Como ejemplo, a continuación se muestra el formulario que aparece al presionar el botón “Especificaciones Técnicas”.

	<u>PIÑÓN</u>	<u>RUEDA</u>
Potencia Transmitida [kW]		3,500
Ancho de Cara [mm]		14,000
Módulo Normal [mm]		1,500
Ángulo de Presión [°]		20,000
Ángulo de Hélice [°]		25,000
Número de Dientes	16,000	43,000
Distancia entre Centros [mm]		48,824
Diámetro Primitivo [mm]	26,481	74,168
Velocidad de Giro [rpm]	2500,000	930,233
Velocidad de Paso [m/s]		3,466

Figura 4.22 Informe “Especificaciones Técnicas”

En la parte inferior del informe aparecen dos opciones: se puede abandonar el informe presionando el icono rojo o se puede imprimir el informe si se presiona el botón en el que aparece al icono de una impresora.

5 Conclusiones

Todo proyecto debe su existencia a la persecución de algún objetivo. En este capítulo se discutirá en qué grado se han alcanzado los objetivos que motivaron este en particular.

En primer lugar, se ha logrado dotar a los alumnos de la Universidad Carlos III de Madrid de una herramienta práctica que facilita el conocimiento y aprendizaje de la norma ISO 6336 de diseño de engranajes. De este modo, el Departamento podrá profundizar en mayor medida en el estudio teórico de dicha norma.

En segundo lugar, se ha logrado reducir ostensiblemente el tiempo de aplicación de la norma a un caso práctico concreto en relación al tiempo necesario que se debe invertir en la aplicación manual de la norma.

En tercer lugar, el desarrollo de esta aplicación pone a disposición de los interesados en el diseño de engranajes una herramienta apta para el pre-diseño de una transmisión por medio de engranajes. Como ya se ha demostrado, los resultados obtenidos por medio de DISENGRAIN resultan muy semejantes a los ofrecidos por un software comercial de una empresa de reconocido prestigio.

Por último, este proyecto ofrece a los investigadores del departamento la posibilidad de incorporar diversas mejoras que permitirían a la Universidad Carlos III de Madrid disponer de una aplicación de desarrollo propia apta para el diseño real de transmisiones por medio de engranajes.

6 Líneas de trabajo

Este proyecto se nutre, fundamentalmente, de dos grandes áreas de conocimiento: la programación, más relacionada con la Ingeniería Informática y el diseño de engranajes, más relacionado con la Ingeniería Industrial. La gran amplitud de ambos campos hace imposible poder abordar los dos con el mismo nivel de profundidad. Dependiendo de la titulación desde la cual se analice este proyecto probablemente el foco se centre en uno u otro campo. En Ingeniería Industrial, evidentemente el foco se centra en el diseño de engranajes.

El diseño de engranajes es una materia muy amplia, compleja y profundamente estudiada. Es por ello que, a pesar de cumplir de forma muy satisfactoria los objetivos de este proyecto, desde la óptica del diseño de engranajes este proyecto deja abiertas diversas líneas futuras de trabajo que permitirían completar y mejorar la aplicación DISENGRAIN.

Resultaría interesante permitir al usuario de la aplicación la posibilidad de tener en cuenta la modificación del adendo [5] puesto que se trata de una práctica muy extendida entre los diseñadores expertos de engranajes. De este modo acercaríamos más la aplicación al campo del diseño real de engranajes.

Otro aspecto que resultaría interesante incorporar a la aplicación es permitir tener en cuenta en los diseños los detalles de tallado de los engranajes y el montaje de éstos.

También queda abierta la posibilidad de tener en cuenta los fenómenos de interferencia [9], muy presentes en el diseño real de engranajes.

Además se podrían hacer los estudios necesarios y las modificaciones en el código que permitiesen al usuario introducir en sus diseños ángulos de presión diferentes de 20°

Por último, también se podría adoptar un enfoque menos didáctico en favor de una mayor precisión en los cálculos. Si en lugar de obligar al usuario a obtener el valor

de un factor por medio de una gráfica se introdujese en el código la expresión de las curvas se aumentaría la precisión de la aplicación.

Bibliografía

- [1] Feldman, R.S. (2005) “Psicología: con aplicaciones en países de habla hispana”. (Sexta Edición) México, MC-Grill Hill.
- [2] International Organization for Standardization, ISO 6336: “Calculation of load capacity of spur and helical gears”, 01/04/2007.
- [3] Franklin D. Jones, Henry H. Ryffel: “Gear design simplified”, Industrial Press Inc., 1984.
- [4] Maitra:”Hanbook of gear design”, Tata Mc Graw Hill, 1994.
- [5] G. González Rey, P. Frechilla Fernández, R. José García Martín:”Cilindrycal gear conversions: AGMA to ISO”, gearsolutionsonline.com, Marzo de 2006.
- [6] Det Norske Veritas:”Calculation of gear rating for marine transmissions”, Mayo de 2003.
- [7] K. Gopinath, M. M. Mayuram, Indian Institute of Technology Madras, Machine design II.
- [8] Fredrik Roos, Christer Spiegelberg: “Relations between size and gear ratio in spur and planetary gear trains”, Royal Institute of Technology, Noviembre de 2004.
- [9] M.I. María Becerra Ferreiro, Dr. Jorge L. Moya Rodríguez: “Geometría y cinemática de los engranajes cilíndricos de dientes rectos interiores con mínima diferencia entre los números de dientes”, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zacatecas y Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas.
- [10] Francisco Charte: “Visual Basic 5.0”, Ediciones Anaya Multimedia, 1997.
- [11] Curso de Visual Basic, Luis Suárez Bernaldo, http://www.4shared.com/file/117703842/4152e085/Visual_Basic_Por__Luis_Su_rez_Bernaldo_by_RodroMD_.html
- [12] <http://visualbasic.freerutes.com/learn-vb6/lesson14.html>

[13] Javier García de Jalón, José Ignacio Rodríguez, Alfonso Brazález: “Aprenda Visual Basic 6.0 como si estuviera en primero”, Escuela Superior de Ingenieros Industriales de San Sebastián, Universidad de Navarra, Agosto de 1999.

[14] <http://www.kisssoft.ch>